



Aalto-yliopisto
Insinööritieteiden korkeakoulu

Janne Nurmi

Mäntäpaineakun termisen aikavakion identifiointi

Diplomityö, joka on jätetty opinnäytteenä tarkastettavaksi
diplomi-insinöörin tutkintoa varten.

Espoossa 11.10.2018

Valvoja: Professori Matti Pietola

Ohjaaja: Tekniikan tohtori Jyrki Kajaste

Tekijä Janne Nurmi

Työn nimi Mäntäpaineakun termisen aikavakion identifiointi

Maisteriohjelma Mechanical Engineering

Koodi ENG25

Työn valvoja Professori Matti Pietola

Työn ohjaaja(t) Tekniikan tohtori Jyrki Kajaste

Päivämäärä 11.10.2018

Sivumäärä 7+48+5

Kieli suomi

Tiivistelmä

Tämän työn tavoitteena oli selvittää hydraulisen mäntäpaineakun termiseen aikavakioon vaikuttavia tekijöitä ja määrittää vakio kokeellisesti. Terminen aikavakio kertoo lämpöhäviön nopeuden eli sen, kuinka nopeasti 63,2 prosenttia paineakun latauksen aikana syntyvästä lämmöstä menetetään ympäristöön.

Tässä työssä tutkittiin kolmea termiseen aikavakioon vaikuttavaa tekijää: latausnopeutta, puristussuhdetta ja esipainetta. Terminen aikavakio laskettiin seuraamalla paineakun varastointivaiheen aikana tapahtuvaa paineen laskua sekä optimoimalla käyttäen simulointimallia.

Tuloksista huomattiin, että yhdellä termisen aikavakion arvolla ei voida tarkasti kuvata mäntäpaineakun lämpökäyttäytymistä. Latausnopeuden vaikutus termiseen aikavakioon oli puristussuhdetta selvästi suurempi. Latausnopeuden kasvaessa terminen aikavakio pienenee eli lämmönsiirto nopeutuu. Latausnopeuden kasvaessa lämpötilaerot paineakun kaasun ja rungon välillä ovat suurempia, jolloin myös vapaa konvektio on voimakkaampaa, mikä edistää lämmönsiirtymistä rajapinnalla. Puristussuhteen vähäinen vaikutus lämmönsiirtymisnopeuteen johtuu todennäköisesti siitä, että puristussuhteen kasvaessa pienenevän lämmönsiirtopinta-alan vaikutusta kompensoi korkeammalle noussut kaasun paine. Korkeampi esipaine nosti termisen aikavakion arvoa lämpökapasiteetin kasvaessa.

Työssä selvitettiin myös, mikä neljästä yleisesti käytetystä tilanyhtälöstä kuvaa tarkimmin tippikaasun käyttäytymistä mittausolosuhteissa. Benedict-Webb-Rubin -tilanyhtälö osoittautui ideaalikaasun tilanyhtälöä sekä Van der Waals ja Soave-Redlich-Kwong - yhtälöitä tarkemmaksi, minkä takia sitä käytettiin tässä työssä.

Työn tuloksia voidaan käyttää hydraulisen mäntäpaineakun toiminnan simuloimiseen. Mallin avulla voidaan laskea esimerkiksi paineakun lataamiseen tarvittava puristustyö sekä saatava paisuntatyö. Termiseen aikavakioon perustuvat simulointimallit ovat perinteisiä malleja paljon tarkempia, koska terminen aikavakio huomioi syklin aikana tapahtuvan lämpöhäviön. Termisen aikavakion avulla voidaan laskea myös usein tuntematon lämmönsiirtymiskerroin. Termisen aikavakion identifiointi ongelmana on, että lämmönsiirto paineakussa riippuu useasta muuttujasta, joten pelkkä yksi aikavakio ei riitä kuvaamaan sen dynamiikkaa. Työssä paneuduttiin siihen, miten aikavakio voidaan määrittää mittauksista saatavaa rajallista informaatiota käyttäen.

Avainsanat paineakku, terminen aikavakio, tilanyhtälö, lämmönsiirto

Author Janne Nurmi

Title of thesis Identification of thermal time constant from piston accumulator

Master programme Mechanical Engineering

Code ENG25

Thesis supervisor Professor Matti Pietola

Thesis advisor(s) Jyrki Kajaste D.Sc. (Tech.)

Date 11.10.2018

Number of pages 7+48+5

Language Finnish

Abstract

The aim of this thesis was to analyze factors affecting thermal time constant and to evaluate a value for the thermal time constant in a hydraulic piston accumulator. The value of thermal time constant expresses speed of heat transfer. In other words, it is the time it takes for the gas temperature to drop by 63.2 percent.

In this thesis, three different factors affecting thermal time constant were analyzed: charging speed, compress ratio and pre-charge pressure. The value of thermal time constant was calculated by analyzing the pressure drop during storage phase and estimating with a simulation model.

It was found out that a single value of thermal time constant can't represent heat transfer for the accumulator. Charging speed had a higher effect to the value of thermal time constant than compress ratio. When charging faster, the value of thermal time constant was found out to be lower (i.e., faster heat transfer). Faster charging resulted in higher temperatures which means that natural convection is also stronger and thus heat transfer is faster between gas and accumulator wall. The small influence of compress ratio was probably caused by the effects of higher pressure and smaller heat transfer area repealing each other. Higher pre-charge pressure increased the value of thermal time constant, because of higher heat capacity.

In this thesis, accuracy of four commonly used equations of state were analyzed within the scope of the measurements. It was found out that the Benedict-Webb-Rubin equation was more accurate than Van der Waals, Soave-Redlich-Kwong and ideal gas equations and thus it was also used in this thesis.

The results of this thesis can be used in simulation models of hydraulic piston accumulators to calculate work done by compression or work from expansion. Because of the thermal time constant, it is possible to model the behavior of gas more accurately compared to traditional models. With the thermal time constant it is possible to estimate values for often unknown heat transfer coefficient. The problem in identification of thermal time constant is that the heat transfer in hydraulic accumulator depends on many parameters and thus it can't be expressed as a single value of time constant. The thesis focused on how the time constant can be determined using limited information from the measurements.

Keywords hydraulic accumulator, thermal time constant, equation of state, heat transfer

Alkusanat

Tämä diplomityö kuuluu Tekesin rahoittamaan HHybrid-hankkeeseen. Diplomityön aiheeseen päädyttiin pohtimalla hydraulisen paineakun energiataseen parantamismahdollisuuksia sekä simulointimalleja. Keskeiseksi kysymykseksi ja tutkimusaiheeksi muodostui paineakun terminen aikavakio, mitä työssä lähdettiin selvittämään kokeellisesti.

Haluan kiittää valvojaani professori Matti Pietolaa mahdollisuudesta työskennellä ja oppia mielenkiintoisen aiheen parissa sekä ohjaajaani tekniikan tohtoria Jyrki Kajastetta erittäin arvokkaasta tuesta koko työn aikana. Haluan kiittää myös erikoislaboratoriomestari Antti Sinkkosta tutkimuksen aikana toteutettujen asennustöiden ohjeistuksesta sekä avustuksesta.

Lopuksi haluan kiittää perhettäni sekä ystäviäni tuesta ja kannustuksesta työn aikana. Tämän työn toteutus ei olisi ollut mahdollista yksin.

Espoo 11.10.2018

Janne Nurmi

Sisällysluettelo

Tiivistelmä	
Abstract	
Alkusanat	
Sisällysluettelo	i
Merkinnät	ii
Lyhenteet	iii
1 Johdanto	1
1.1 Tutkimuksen tausta	1
1.2 Tutkimusongelma ja rajausta	2
1.3 Tutkimuksen tavoite	2
1.4 Tutkimusmenetelmät	3
2 Paineakku	4
2.1 Paineakun rakenne ja toimintaperiaate	4
2.2 Paineakku hydraulipiirissä	6
2.2.1 Painetason ylläpito	6
2.2.2 Energiavarasto	7
2.3 Paineakun lämpöhäviö	7
2.3.1 Lämmön siirtyminen	7
2.3.2 Paineakun hyötysuhde	8
2.4 Kaasujen tilanyhtälöt	9
2.5 Paineakun simulointimallit	12
2.6 Paineakun terminen aikavakio	14
3 Mittausjärjestelmä	17
3.1 Hydraulipiiri	17
3.2 Anturit	19
3.2.1 Paineen mittaus	21
3.2.2 Lämpötilan mittaus	21
3.2.3 Position mittaus	23
3.3 Mitatun datan kerääminen	25
4 Mitatun datan validointi ja termisen aikavakion laskenta-algoritmi	27
5 Tulokset ja pohdinnat	30
5.1 Paineakun hyötysuhteen analysointi	30
5.2 Kaasun tilanyhtälöiden tarkkuusanalyysi	33
5.3 Mäntäpaineakun termisen aikavakion kokeellinen määrittäminen	38
5.4 Konvektiomallin tarkkuus	41
6 Yhteenvedo ja johtopäätökset	44
Lähdeluettelo	46
Liiteluettelo	49
Liitteet	

Merkinnät

A	[m ²]	pinta-ala
A_w	[m ²]	paineakun rungon sisäpinta-ala (lämmönsiirtopinta-ala)
C_v	[J/(K·kg)]	ominaislämpökapasiteetti vakiotilavuudessa
E	[J]	energia
M	[kg/mol]	moolimassa
Q	[J]	lämpöenergia
R	[J/(K·mol)]	moolinen kaasuvakio
S	[J/K]	entropia
T	[K]	lämpötila
T_{max}	[K]	kaasun huippulämpötila varastointivaiheessa
T_{min}	[K]	kaasun minimilämpötila toipumisvaiheessa
T_w	[K]	paineakun rungon sisäpinnan lämpötila
T_g	[K]	paineakussa olevan kaasun keskilämpötila
T_c	[K]	kriittinen lämpötila
U	[J]	sisäenergia
V	[m ³]	tilavuus
V_g	[m ³]	paineakussa olevan kaasun tilavuus
V_m	[m ³ /mol]	molaarinen tilavuus
W	[J]	työ
W_{anto}	[J]	kaasun laajenemisesta saatu työ
W_{otto}	[J]	kaasun puristukseen käytetty työ
Z	[m]	paineakun rungon pituus
h	[W/(K·m ²)]	lämmönsiirtokerroin
k	[W/(K·m)]	lämmönjohtavuus
m_g	[kg]	kaasun massa
n	[mol]	ainemäärä
p	[Pa]	paine
p_0	[Pa]	esipaine
p_{min}	[Pa]	varastointivaiheen lopullinen paine
p_{max}	[Pa]	varastointivaiheen alkupaine.
p_g	[Pa]	paineakussa olevan kaasun paine
p_c	[Pa]	kriittinen paine
q	[l/min]	tilavuusvirta
t	[s]	aika
η	[-]	hyötysuhde
κ	[-]	adiabaattivakio
ρ	[mol/m ³]	molaarinen tiheys
τ	[s]	aikavakio
τ_0	[s]	sovitefunktiossa käytetty aikavakio
τ_1	[s]	sovitefunktiossa käytetty aikavakio
τ_{Otis}	[s]	Otin ja Pourmovahedin dimensiottoman aikavakion avulla laskettu aikavakio
τ_{Rott}	[s]	Rotthäuserin tutkimuksissa käytetyllä kaavalla laskettu aikavakio

$a, b, c, A_0, B_0, C_0, \alpha, \gamma, \omega$ korjauskertoimia

Lyhenteet

BB	Beattie-Bridgeman -tilanyhtälö
BWR	Benedict-Webb-Rubin -tilanyhtälö
FS	Anturin mittausalue (Full Scale)
RK	Redlich-Kwong -tilanyhtälö
SRK	Soave-Redlich-Kwong -tilanyhtälö
VdW	Van der Waals -tilanyhtälö
I/O	Input/Output

1 Johdanto

Globalisaation tuoma kilpailu painostaa teollisuuden prosesseja ja laitteita yhä energiatehokkaampiin, ympäristöystävällisempiin ja halvempiin ratkaisuihin. Tietokoneiden ja sovelluksien kehittyessä simuloimisesta on tullut yhä suosittumpi työkalu uusien ratkaisujen suunnittelussa myös hydrauliiikan alalla. Simuloimisen hyvänä puolena on sen halpuus ja turvallisuus.

Koneiden suunnittelussa on hyvä huolehtia, että tehonsiirtoketjun komponentit toimivat korkean hyötysuhteen alueilla. Tämä tarkoittaa sitä, että komponenteissa tapahtuvien häviöiden summa on mahdollisimman pieni. Liikkuvan kaluston energiatalouden kehittämisessä on omat haasteensa, kuten rajoitteet kulkuneuvon tilavuudelle tai sen massalle. Energiatehokkuutta voidaan parantaa esimerkiksi ottamalla hukkaenergiaa talteen. Liikkuvassa kalustossa energian tallennus tapahtuu usein sähköiseen akkuun, mutta laitteiden työsyklistä riippuen hydrauliset paineakut voivat oikein kohdennettuina olla sähköistä tallennusta kannattavampia, varsinkin vaadittaessa suuritehoista energiantallennusta.

Energian tallennuksen lisäksi hydraulinen paineakku suojaa muita komponentteja painehui-puilta. Hydraulisessa muodossa tallennetun energian kannattavuus kasvaa edelleen, jos koneessa käytetään hydraulista voimansiirtoa, koska energiamuunnoksissa tapahtuu aina häviöitä. Nesteen paineen ja virtauksen avulla toteutettua hydraulista voimansiirtoa hyödynnetään erityisesti työkoneissa, koska se on painoonsa ja kokoonsa nähden erinomainen verrattuna muihin tehonsiirtotapoihin.

Hydraulista energiaa tallentava paineakku ei kuitenkaan ole energiataseen kannalta täysin häviötön. Käytössä paineakun sisällä olevan kaasun lämpötila vaihtelee, mikä aiheuttaa paineakuille tyypillisen lämpöhäviön. Lämpöhäviön suuruutta kuvataan usein hyötysuhteella ja nopeutta termisellä aikavakiolla. Tässä diplomityössä keskitytään pääasiassa hydraulisen paineakun energiahäviön nopeuteen eli termiseen aikavakioon.

Termisen aikavakion tunteminen mahdollistaa paineakkujen tarkkojen simulointimallien muodostamisen, joilla voidaan optimoida paineakun toimintaa. Terminen aikavakio on usein tuntematon ja saattaa vaihdella erilaisten työsykliä ja paineakkujen välillä. Tämän diplomityön tarkoitus on selvittää kokeellisesti termisen aikavakion arvoja mäntäpaineakulle hyödyntäen mittauksista saatua rajallista tietoa.

1.1 Tutkimuksen tausta

Tämä diplomityö on osa Aalto-yliopiston hydrauliiikan laboratoriolta tehtyä Tekesin rahoittamaa HHybrid-hanketta. Hankkeen tavoitteena on kehittää työkoneita energiatehokkaamiksi hydraulitekniikan avulla. HHybridillä tarkoitetaan hydraulista hybridiä, jossa järjestelmään on lisätty energiaa keräävä, varastoiva ja vapauttava komponentti. Diplomityön aiheeseen päädyttiin pohtimalla hydraulisen paineakun energiataseen parantamismahdollisuuksia sekä simulointimalleja. Keskeiseksi kysymykseksi ja tutkimusaiheeksi muodostui paineakun lämpöhäviön nopeutta kuvaava terminen aikavakio, mitä työssä lähdettiin selvittämään kokeellisesti.

Aalto-yliopiston hydraulikan laboratorion laaja tutkimushistoria hydraulisista paineakuista. Aikaisemmissa tutkimuksissa on tutkittu paineakun energiatehokkuutta esimerkiksi hyödyntämällä vahtomuovia paineakun kaasutilassa. Tutkimuksessa todettiin, että mäntäpaineakun energiatehokkuutta on mahdollista parantaa käyttämällä elastista materiaalia kaasutilassa [1]. Nykyään kyseistä tekniikkaa käyttäviä rakkoakkuja valmistaa esimerkiksi Hydac [2]. Hydacilla on myös patentti kyseiselle tuotteelle [3]. Aalto-yliopiston hydraulikan laboratorion on tutkittu vahtomuovin lisäksi faasimuutosmateriaalin käyttöä kaasutilassa. Faasimuutosmateriaali ei ollut optimaalinen lämmönregenerointimateriaali paineakun kaasutilassa sen hitaan dynamiikan takia [4]. Varsinkin nopeiden puristuksien aikana faasimuutosmateriaalin tuoma hyöty jäi vähäiseksi [4]. Lisäksi yliopistolla on valmistettu erilaisia prototyyppisiä mäntäpaineakuista, joilla on päästy huomattaviin energiasäästöihin. Prototyyppisiin kuuluu paineakun päätyyn asennettava lämpöregeneraattori [5] sekä erilaisilla geometrioilla mahdollistettu kaasupuolen sisäpinnan lämpöeristys [6] [7]. Tätä työtä edeltävä tutkimus käsitteli hukkalämmön hyödyntämistä mäntäpaineakussa [8]. Tämä diplomityö on jatkoa kyseiselle paineakututkimussarjalle.

Johdatusmateriaalina tähän työhön on käytetty kansainvälisiä tutkimuksia paineakun termisestä aikavakiosta. Otis ja Pourmovahed ovat tutkineet termistä aikavakiota Yhdysvalloissa [9]. Saksassa sitä ovat tutkineet muun muassa Rupprecht [10] ja Rotthäuser [11], sekä Japanissa Tanaka ja Nakano [12]. Hydraulisen paineakun termisen aikavakion tutkimukset alkoivat 1900-luvun puolella välissä, mutta aiheesta löytyy myös tuoreita tutkimuksia.

1.2 Tutkimusongelma ja raja

Paineakun työsyklin aikana tapahtuu lämpöhäviöitä. Nämä häviöt on monissa paineakumalleissa jätetty huomioimatta. Tarkempien paineakumallien muodostamiseksi tarvitaan tietoa paineakussa tapahtuvan lämpöhäviön nopeudesta eli termisestä aikavakiosta. Kyseinen vakio on usein hankala määrittää, sillä se saa erisuuruisia arvoja riippuen paineakun rakenteesta ja työsyklistä. Tässä tutkimuksessa termisen aikavakion määrittämistä tutkitaan Hydraulisen 4 litraisesta mäntäpaineakusta. Tutkimuksen aikana paineakulle tehdään useita kokeita erilaisilla puristussuhteilla, tilavuudenmuutosnopeuksilla ja esipaineilla. Työhön kuuluu myös hydraulisen paineakun simulointimallien ja laskenta-algoritmien muodostaminen käyttäen MathWorksin Matlab-ohjelmaa. Laskentaa varten vertaillaan neljän yleisesti käytetyn tilanyhtälön tarkkuuksia. Vertailun kohteena ovat ideaalikaasun tilanyhtälö, Van der Waalsin tilanyhtälö, Soave-Redlich-Kwong -tilanyhtälö ja Benedict-Webb-Rubin -tilanyhtälö. Työssä saatujen termisten aikavakioiden avulla pyritään simuloimaan paineakun toimintaa mahdollisimman tarkasti.

1.3 Tutkimuksen tavoite

Tämän tutkimuksen tavoite on selvittää paineakun termiseen aikavakioon vaikuttavia tekijöitä sekä määrittää vakio kokeellisesti simulointeja varten. Aikavakion määrittämisen lisäksi tutkimuksessa vertaillaan yleisesti käytettyjen kaasun tilanyhtälöiden sekä simulointimallien tarkkuuksia. Tutkimuksessa perehdytään myös hydraulisen paineakun termodynaamiikkaan sekä hydraulisten paineakkujen mittausjärjestelmän toteuttamiseen ja toimintaan.

1.4 Tutkimusmenetelmät

Tämä työ muodostuu kirjallisuustutkimuksesta, simuloinneista, kokeellisista mittauksista sekä tulosten analysoimisesta. Kirjallisuustutkimus pyritään tekemään valtaosin työn alkuvaiheessa, koska sen tavoite on luoda perusta kokeellisia mittauksia varten. Kokeelliset mittaukset toteutetaan Aalto-yliopiston hydraulitekniikan laboratoriossa. Mittauksien jälkeen tutustutaan tarkemmin paineakun simulointimalleihin ja datan analysointiin. Mittauksissa, simuloinneissa ja tulosten analysoimisessa käytetään MathWorksin Matlab-ohjelmaa Simulink ja Simulink Real-Time -lisäosilla.

Tämä diplomityö on jaettu kuuteen lukuun: 1. johdanto, 2. paineakku, 3. mittausjärjestelmä, 4. mitatun datan validointi ja termisen aikavakion laskenta-algoritmi, 5. tulokset ja pohdinnat, 6. yhteenveto ja johtopäätökset. Toinen luku antaa yleisen kuvan paineakkuun liittyvästä teoriasta sekä simulointimalleista. Luku koostuu paineakun rakenteesta, toimintaperiaatteesta, käyttökohteista, lämpöhäviöstä, kaasun tilanyhtälöistä, simulointimalleista ja termisestä aikavakiosta. Kolmannessa luvussa käydään läpi mittausjärjestelmän toimintaa hydraulipiirin, antureiden ja tiedonkeruujärjestelmän avulla. Neljännessä luvussa esitetään mitatun datan analysointiohjelma. Tulokset ja pohdinnat esitetään luvussa viisi. Kuudes luku koostuu työn yhteenvedosta ja johtopäätöksistä.

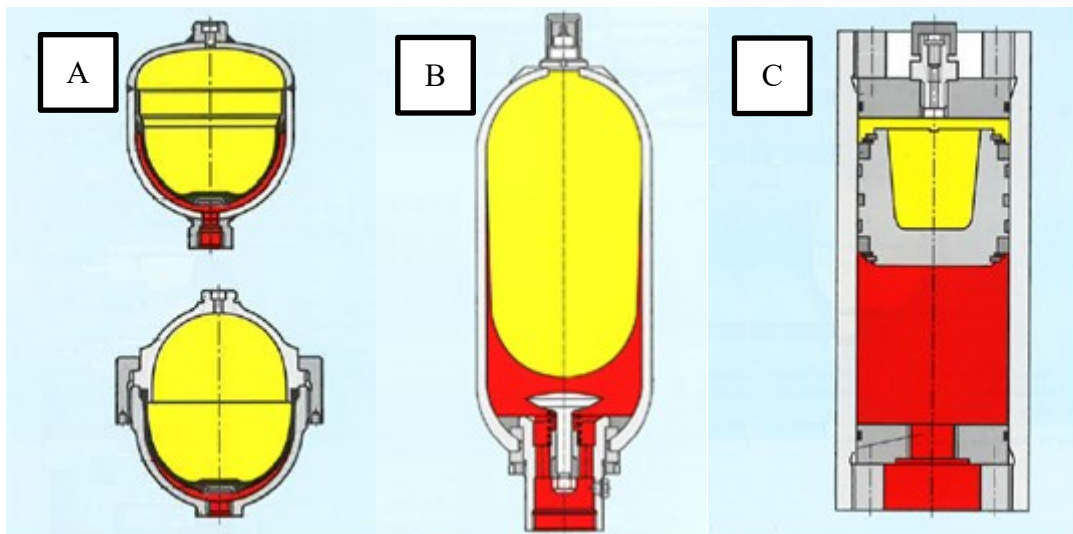
2 Paineakku

Tässä kappaleessa esitetään hydraulisen paineakun rakenne, toimintaperiaate, käyttökohteita sekä kaasuun liittyvää termodynamiikkaa. Ensiksi käydään läpi paineakun rakenne ja toimintaperiaate. Seuraavaksi tarkastellaan paineakun käyttöä esimerkkien avulla. Tämän jälkeen käydään läpi paineakun lämpöhäviöön ja hyötysuhteeseen vaikuttavia tekijöitä. Lopuksi esitellään yleisesti käytettyjä kaasun tilanyhtälöitä, paineakkumalleja sekä lämpöhäviön nopeutta kuvaava terminen aikavakio.

2.1 Paineakun rakenne ja toimintaperiaate

Paineakku on hydraulikassa käytettävä komponentti, joka pystyy varastoimaan tietyn määrän nestettä korkeaan paineeseen. Paineakku koostuu kahdesta kammioista, jotka on erotettu toisistaan vapaasti liikkuvalla elimellä. Toisessa kammiossa on hydraulinestettä ja toisessa kaasua. Erotus on toteutettu paineakkutyypistä riippuen joko joustavalla kalvolla tai vapaasti liikkuvalla männällä siten, että kammioissa vallitsee kullakin hetkellä yhtä suuri paine. Paineakun kuori on valmistettu suuria paine-eroja kestävästä materiaalista, kuten esimerkiksi teräksestä.

Paineakut voidaan jakaa pääpiirteittäin kolmeen eri tyyppiin niiden rakenteen mukaan. Nämä ovat kalvoakku, rakkoakku ja mäntäakku. Paineakkutyypit eroavat toisistaan rakenteen lisäksi suurimman sallitun puristussuhteen ja reagointiajan suhteen. Alla olevassa kuvassa on esitetty paineakkujen tyypilliset rakenteet. Kuvassa paineakun sisällä olevaa nestetilavuutta esitetään punaisella ja kaasutilavuutta keltaisella värillä.



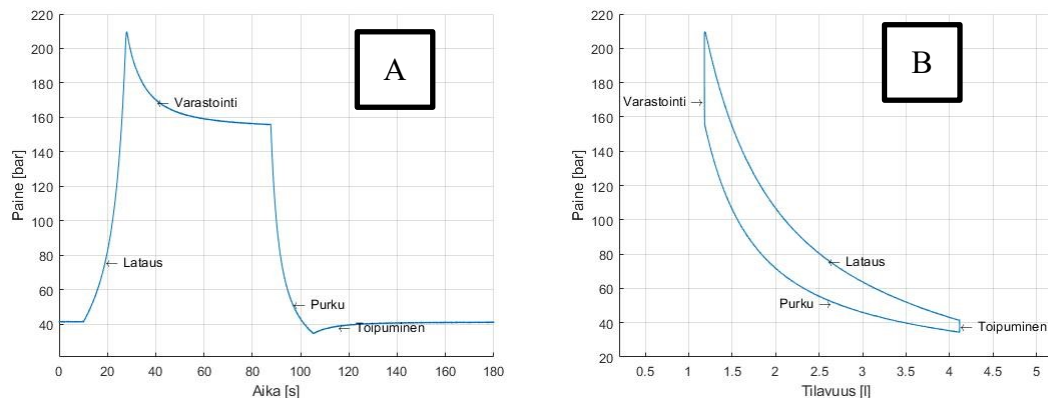
Kuva 1. Paineakkujen rakenteet. [13]

Kuvassa 1A on kalvoakku, jossa neste ja kaasu on erotettu toisistaan elastisella kumikalvolla. Kalvoakkuja valmistetaan tyypillisesti 0,075–4 litran kokoisina [14]. Pienen kokonsa takia kalvoakut eivät voi varastoida suuria määriä nestettä kerralla, mutta niitä voidaan käyttää pienissä tiloissa, esimerkiksi painevaihteluiden tasoittamiseen. Kalvoakkuja käytetään melko matalilla puristussuhteilla verrattuna muihin paineakkutyyppeihin. Elastisen kalvon ansiosta kalvoakun toiminta on lähes kitkatonta ja vuodotonta, joka nopeuttaa kalvoakun reagointiaikaa nestepuolella tapahtuviin paineenmuutoksiin. Vähäisen kitkan ansiosta kalvoakut soveltuvat erityisen hyvin suuritaajuuksien painevaihteluiden tasoittamiseen.

Kuvassa 1B on rakkoakku, jossa neste ja kaasu on erotettu toisistaan kalvoakun tavoin elastisella kumikalvolla. Rakkoakku eroaa kalvoakusta siten, että siinä neste pääsee ympäröimään kaasutilavuutta suuremmalla alueella. Tämän ansiosta rakkoakkuun pystytään varastoimaan kalvoakkuu suurempi määrä nestettä ja se voi toimia kalvoakkuu suuremmilla puristussuhteilla. Rakkoakkujen tyypilliset koot vaihtelevat 0,5-450 litran välillä [14]. Rakkoakku on kalvoakun tavoin lähes kitkaton ja vuodoton. Lisäksi se voi reagoida nopeasti muutoksiin.

Kuvassa 1C on mäntäakku, jossa neste ja kaasu on erotettu toisistaan vapaasti liikkuvalla männällä. Mäntä on tiivistetty paineakun runkoa vasten käyttäen useita tiivistekerroksia, jotta neste ja kaasu eivät pääse sekoittumaan männän liikkeessä. Tiivisteiden takia mäntäakku ei ole täysin kitkaton. Kitkan vaikutus on kuitenkin melko pieni. Esimerkiksi tässä työssä paine-ero kammioiden välillä oli liikkeen aikana noin 0,5-1,5 baaria. Mäntäpaineakkujen tyypilliset koot vaihtelevat 0,16-3300 litran välillä [14]. Suurilla taajuuksilla mäntäpaineakuissa hitausvoimien vaikutus alkaa olla merkittävä, mikä rajoittaa niiden toimintaa. Mäntäpaineakkuja voidaan käyttää suuremmilla puristussuhteilla verrattuna muihin akkutyyppeihin, mikä mahdollistaa tehokkaan energianvarastoinnin käytettyyn tilavuuteen nähden. Mäntäpaineakkuu suositellaan käytettävän pystysuunnassa öljypuoli alaspäin, jotta mahdolliset epäpuhtauden hydrauliöljyssä eivät pääse rikkomaan männäntiivisteitä.

Paineakun toiminta perustuu siinä olevan kaasun kokoonpuristuvuuteen. Toimintaperiaate voidaan selittää käyttäen yhtä paineakun työsykliä. Alla olevassa kuvassa on esitetty neljälitraisen paineakun työsykli yhden mittauksen aikana paineen (kuva 2A) ja tilavuudenmuutoksen (kuva 2B) avulla. Maksimitilavuus oli hieman yli neljä litraa asema-anturin vaatiman lisätilavuuden takia.



Kuva 2. Mäntäpaineakun työsyklin aikana tapahtuva paineen muutos ajan ja kaasutilavuuden suhteen. Mittaus: $\Delta V = 2,93 \text{ l}$ ja $q=10 \text{ l/min}$.

Paineakun latausvaiheen aikana sen nestepuolelle virtaa nestettä hydrauliipieristä. Koska hydraulineste on lähes kokoonpuristumatonta, paineakun nestetilavuus kasvaa ja kaasutilavuus pienenee. Kaasun puristuessa vuodottomassa paineakussa kaasumolekyylit joutuvat liikkumaan yhä pienemmässä tilassa, jolloin niiden väliset törmäykset yleistyvät. Kaasumolekyylien kiihtynyt törmäily näkyy kaasun paineen ja lämpötilan nousuna. Kaasun lämpötilan noustessa syntyy lämpötilaero ympäristöön nähden, jolloin lämpöä alkaa siirtyä kylmempään runkoon. Varastointivaiheen lämpöenergian vuoto ympäristöön näkyy kuvassa 2A ja 2B kaasun lämpötilan ja siten myös paineen laskuna. Varastointivaiheen jälkeen paineakussa oleva neste päästetään virtaamaan takaisin hydrauliipieriin, jolloin varastoitua hydraulista

energiaa voidaan hyödyntää ja tehdä työtä järjestelmään. Tätä kutsutaan paineakun purkuvaiheeksi. Paineakku pystyy tuottamaan tilavuusvirtaa hydraulipiiriin niin kauan kuin paineakussa vallitseva paine on hydraulipiirin painetta korkeammalla. Purkuvaiheessa kaasun tilavuuden kasvaessa sen paine ja lämpötila laskevat. Kaasun lämpötilan laskiessa ympäristön lämpötilaa matalammaksi lämmönsiirto muuttaa suuntaa. Tämä nähdään kuvissa 2A ja 2B etenkin toipumisvaiheessa lämpötilan ja siten myös paineen nousuna.

Paineakun lämpöhäviöt näkyvät pV-piirroksessa (kuva 2B) kuvaajan sisään jäävässä pinta-alassa. Mitä suurempi pinta-ala on, sitä suuremmat ovat häviöt. Kuvaajan avulla voidaan laskea myös paineakun energiatase kyseisessä työkierrrossa.

2.2 Paineakku hydraulipiirissä

Paineakuille on lukuisia sovelluskohteita. Niitä hyödynnetään teollisuushydrauliikassa, liikuvassa kalustossa sekä prosessitekniikassa. Esimerkiksi Hydac ja Hydroll ovat listanneet yhteensä yli 20 eri käyttöaluetta heidän paineakuilleen. Muutamia käytännön esimerkkejä ovat kaivoskoneet, paperiteollisuus, tuuliturbiinit, aurinkopaneelit, metsä- ja maatalouskoneet, trukit, öljyteollisuus sekä jalostamot. [14] [15]

Turvallisuussyistä paineakkujen kaasuna käytetään lähes poikkeuksetta typpeä, koska se on kemiallisesti erittäin passiivinen alkuaine. Paineakun toiminnan kannalta on tärkeää, että se on mitoitettu ja esipaineistettu hydraulijärjestelmän toiminnan mukaisesti. Liian pienellä paineakulla järjestelmän vaatimukset eivät välttämättä täyty ja liian suuri paineakku vie turhaa tilaa ja on kallis sekä painava. Esipaineen suuruus on yleensä noin 80-90% minimikäyttöpainesta [16]. Tällä varmistetaan paineakun tilavuuden tehokas käyttö, sekä estetään paineakun sisällä olevan männän tai kalvon iskeytyminen päätyihin lataus- ja purkuvaiheen aikana.

Paineakun käyttöä harkitessa täytyy huomioida sen tuoma lisäjoustavuus hydraulijärjestelmään. Väärään paikkaan asennettu paineakku voi aiheuttaa enemmän haittaa kuin hyötyä. Esimerkiksi ohjausventtiilin ja työsylinterin väli on yleensä oltava hydraulisesti jäykkä tarpeeksi ohjauksen saavuttamiseksi, joten kyseiseen kohteeseen ei paineakkua välttämättä kannata laittaa.

2.2.1 Painetason ylläpito

Paineakun funktio hydraulijärjestelmissä on usein painevärähtelyiden ja -iskujen pienentäminen tai energian varastoiminen. Painevärähtelyllä tarkoitetaan pienitaajuisia paineenvaihtelua. Sitä syntyy esimerkiksi mäntätoimisissa hydraulipumpussa, jotka tuottavat tilavuusvirtaa jaksottaisesti. Paineiskulla tarkoitetaan painevärähtelyä suurempaa tilapäistä paineen muutosta. Näitä syntyy hydraulijärjestelmissä esimerkiksi venttiilin avautuessa ja sulkeutuessa sekä pumpun käynnistyessä ja pysähtyessä. Paineiskut ovat painevärähtelyitä vaarallisempia suuremman paineenmuutoksen takia. Näistä aiheutuvia haittoja, kuten melua ja komponenttien vaurioitumista voidaan lieventää paineakkujen avulla. Painevaihteluita syntyy suljetussa systeemissä myös hydraulinesteen lämpölaajenemisesta sekä vuotoista. Esimerkiksi lentokoneiden seisontajarrun yhteyteen voidaan asentaa paineakku kompensoimaan lämpölaajenemista. Lentokoneissa paineakkuja hyödynnetään myös laskeutumisen pehmentämisessä. [17]

Toinen esimerkki paineakun käytöstä paineiskujen tasoittajana on leikkuupuimurin pöydän hallinta. Puimurin ajaessa epätasaisella maalla tuhansia kiloja painava pää aiheuttaa suuria painevaihteluita hydraulijärjestelmässä. Puimurin pään on oltava vakioetäisyydellä sekä yhdensuuntainen maan kanssa. Tämä voidaan toteuttaa tehokkaasti paineakulla, sillä pelkän hydraulipumpun käyttö veisi moottorilta paljon tehoa. [18] [19]

2.2.2 Energiavarasto

Paineakku mahdollistaa energianvarastoinnin hydraulisessa muodossa. Energiaa varastoidaan paineakkuun tuomalla tilavuusvirtaa nestepuolelle. Tämä voidaan toteuttaa kannattavasti esimerkiksi silloin kun järjestelmän tehonkulutus on pientä. Tällöin paineakku täytetään tasaisesti pumpulla hydraulipumpulla tai ottamalla hukkaan menevää energiaa talteen esimerkiksi jarrutusliikkeestä. Paineakkuun tuotua paineenalaista nestettä voidaan hyödyntää myöhemmin lisäenergian tarpeen aikana.

Paineakun käyttö hydraulijärjestelmässä voi mahdollistaa ominaisteholtaan pienemmän moottorin ja pumpun käytön. Tämä pienentää järjestelmän kustannuksia ja usein myös kokonaishyötysuhde paranee. Yksi esimerkki on harvesterin toiminta, jossa paineakkuja voidaan käyttää suuren tehontarpeen aikana. Esimerkiksi Ponsse on tehnyt tähän liittyvää tutkimusta [20].

Muihin energian tallennusmuotoihin verrattuna paineakkujen tehotiheys on hyvä, mutta energiatiheys on huono. Tämä tarkoittaa, että paineakku voi varastoida ja luovuttaa energiaa nopeasti, mutta suuri energiamäärä vaatii paljon kaasutilavuutta ja siten suuren ja painavan akkujärjestelmän. [21] Ominaisuus lisää paineakun mitoituksen tärkeyttä erityisesti liikkuvassa kalustossa. Mitoituksessa täytyy muistaa perinteisten ideaalikaasumallien tuomat virheet reaaliikaasuun verrattuna.

Paineakkuun tallennettu energia säilyy pitkään, mikä tekee siitä hyvän varaenergiavaraston esimerkiksi tuuliturbiinikäyttöön. Tuulen yltäessä turbiinin toiminnan kannalta vaaralliseksi tasolle, turbiinin siivet käännetään tuulesta pois päin käyttäen paineakkuun varastoitua energiaa. Tällöin turbiinin siipien pyöriminen hidastuu ja turbiini säilyy vahingoittumattomana. Turbiinin käydessä paineakku voi taas hiljalleen latautua. [22] [23]

2.3 Paineakun lämpöhäviö

Kuten aikaisemmin todettiin, paineakku ei ole täysin häviötön. Sen toimiessa tapahtuu lämmön siirtymistä kaasun ja ympäristön välillä, mikä vaikuttaa merkittävästi paineakun hyötysuhteeseen. Lämpöhäviön suuruutta voidaan kuvata paineakun hyötysuhteella ja nopeutta termisellä aikavakiolla. Tässä luvussa tarkastellaan lämmön siirtymismuotoja ja paineakun hyötysuhdetta.

2.3.1 Lämmön siirtyminen

Lämpötilalla kuvataan materiaalin termistä tilaa eli molekyylien keskimääräistä kineettistä energiaa. Lämpötilaerot pyrkivät aina tasoittumaan. Kahden systeemin ollessa eri lämpötiloissa niiden välillä siirtyy lämpöenergiaa. Lämpöenergiaa siirtyy aina korkeammasta lämpötilasta matalampaan. Lämpö voi siirtyä kolmella eri mekanismilla, jotka ovat johtuminen, siirtyminen ja säteily. [24]

Lämmön johtumisella eli konduktiolla tarkoitetaan lämmön siirtymistä kosketuksen kautta. Tämä on kiinteiden aineiden pääasiallinen lämmönsiirtymismekanismi. Johtumista tapahtuu myös nesteissä ja kaasuissa.

Lämmön siirtymisellä eli konvektiolla tarkoitetaan lämmön siirtymistä partikkeleiden liikkeessä. Lämpö siis siirtyy liikkuvan massan mukana. Kaasun liikkeen ansiosta konvektio on tehokkaampi lämpöenergian siirtomekanismi kuin johtuminen. Konvektiota voi tapahtua joko vapaana tai pakotettuna sekä kaasuissa että nesteissä. Vapaa konvektio syntyy, kun kaasun lämpötila muuttuu, jolloin syntyvä tiheysero saa kaasun liikkeelle nosteen vaikutuksesta. Pakotetussa konvektiossa kaasu saadaan liikkeelle ulkoisella laitteella, kuten esimerkiksi puhaltimella. Lämmön siirtyminen on sitä tehokkaampaa, mitä voimakkaampia konvektiovirtaukset kaasussa ovat, koska tällöin eri lämpötilassa olevat kaasualueet liikkuvat tehokkaammin toistensa läheisyyteen.

Lämpösäteily on elektromagneettista säteilyä, joka ei tarvitse välittäjäainetta lämmön siirtymiseen. Lämpösäteilyn tarkastelu paineakun lämmönsiirtymismekanismina voidaan jättää huomioimatta, koska paineakussa lämpötilat eivät nouse riittävän korkealle, jotta lämpösäteilyn vaikutus olisi merkittävää. [24]

Paineakuissa lämpö siirtyy pääasiassa vapaan konvektion ja johtumisen ansiosta. Paineakun latauksen ja purun aikana kaasun tiheyden muuttuessa myös sen lämpötila muuttuu. Kaasun lämpötila pyrkii tasoittumaan rungon lämpötilan kanssa, jolloin kaasuun syntyy lämpötilagradientteja ja näin myös vapaa konvektio. Vapaa konvektio on voimakkainta kaasutilavuuden muuttuessa ja se heikkenee tilavuuden pysyessä vakiona lämpötilaerojen pienetessä. Johtumista tapahtuu pääasiassa paineakun rungossa, mutta myös kaasumolekyylien välillä.

Paineakussa kaasun ja rungon välistä lämmönsiirtymistä voidaan kuvata Fourierin lämmönjohtumismallista johdetulla Newtonin jäähtymislaila, koska tarpeeksi lähellä runkoa kaasumolekyylien liikenopeus rungon suhteen on nolla. Newtonin jäähtymislain mukaan kaasun ja rungon välillä siirtyvä lämpöenergia ajan suhteen on

$$\frac{dQ}{dt} = hA_w(T_w - T_g), \quad (1)$$

jossa h on kaasun ja rungon välinen lämmönsiirtymiskerroin, A_w on paineakun rungon sisäpinta-ala, T_w on paineakun rungon sisäpinnan lämpötila ja T_g on paineakussa olevan kaasun keskilämpötila. Lämmönsiirtymiskerroin on usein tuntematon ja se voi vaihdella kaasun virtausnopeuden, virtaustyyppin, lämpötilan, paineen, viskositeetin, tiheyden ja monen muun ominaisuuden funktiona. [25]

2.3.2 Paineakun hyötysuhde

Paineakun hyötysuhde η kuvaa sitä, kuinka suuri osa paineakkuun ladatusta energiasta voidaan hyödyntää purkuvaiheen aikana. Sitä voidaan käyttää paineakkujen energiatehokkuuden vertailuun. Hyötysuhde voidaan laskea esimerkiksi pV-kuvaajan sisään jäävästä pinta-alasta tai paisunta- ja puristustyön suhteesta. Hyötysuhteen laskukaava on

$$\eta = \frac{W_{anto}}{W_{otto}}, \quad (2)$$

jossa W_{anto} on kaasun laajenemisesta saatu työ ja W_{otto} on kaasun puristukseen käytetty työ. Tehty ja saatu työ paineakussa on tilavuudenmuutostyötä, jonka laskukaava on

$$dW = p_g dV_g, \quad (3)$$

jossa p_g on paineakussa olevan kaasun paine ja dV_g on paineakun kaasutilavuuden muutos. Hyötysuhde on sitä korkeampi, eli parempi, mitä vähemmän lämpöä siirtyy pois.

Paineakun hyötysuhde riippuu suuresti kaasun ja rungon lämpötiloista latauksen ja purun aikana. Matalassa lämpötilassa kaasun paine on alhaisempi, jolloin lataukseen tarvitaan vähemmän työtä kaavan 3 mukaan. Vastaavasti purkuvaiheessa viileästä kaasusta saadaan vähemmän tilavuudenmuutostyötä. Esimerkiksi purkuvaiheessa paineakun runko voi olla kaasua lämpimämpi, jolloin kaasu saa lämpötäydennystä rungosta, mikä nostaa hyötysuhdetta. Paineakun näennäinen hyötysuhde voi nousta yli yhden, mikäli akkuun tuodaan lämpöä varastointi- ja/tai paisuntavaiheen aikana [8].

2.4 Kaasujen tilanyhtälöt

Kaasujen tilanyhtälöitä käytetään apuna ennustamaan kaasun käyttäytymistä olosuhteiden muuttuessa. Niitä hyödynnetään esimerkiksi paineakkujen simulointimalleissa. Kaasun tilanyhtälöt ovat empiirisiä matemaattisia malleja, jotka ovat kehittyneet monien vuosisatojen aikana. Tilanyhtälöt kuvaavat kaasun paineen, lämpötilan, tilavuuden ja moolimäärän riippuvuuksia. Ne vaihtelevat monimutkaisuutensa ja tarkkuutensa suhteen. Tässä kappaleessa esitellään yleisimpiä kaasun tilaa kuvaavia yhtälöitä sekä niiden kehitystä.

Kaasun tilaa kuvaavat yhtälöt ovat lähtöisin 1662 luvulta Robert Boylen kokeista, joissa hän todisti kaasun paineen olevan käänteisesti verrannollinen kaasun tilavuuteen isotermisessä prosessissa. Tähän perustuvat paineakun isoterminen, adiabaattinen sekä polytrooppinen malli. Vuosien 1787 ja 1807 aikana J.Charles ja J. Gay-Lussac todistivat kaasun tilavuuden ja lämpötilan suoraan verrannollisuuden isobaarisessa prosessissa, sekä kaasun paineen ja lämpötilan suoraan verrannollisuuden isokoorisessa prosessissa. Näitä kutsutaan Charlesin ja Gay-Lussacin laeiksi. Vuonna 1811 Amedeo Avogadro todisti, että samassa lämpötilassa, paineessa ja tilavuudessa olevat kaasut sisältävät yhtä monta molekyyliä eli saman ainemäärän. Lopulta vuonna 1834 näistä neljästä empiirisesti löydetyistä laista muodostui nykyinen ideaalikaasun tilanyhtälö Emile Clapeyronin julkaisun myötä. [26] Ideaalikaasun tilanyhtälö on

$$pV = nRT, \quad (4)$$

jossa p on kaasun paine, V on kaasun tilavuus, n on kaasun ainemäärä, R on moolinen kaasuvakio ja T on kaasun absoluuttinen lämpötila. Ideaalikaasun tilanyhtälö on yhden vakion ansiosta yksinkertainen ja helposti opittava. Sen tarkkuus paranee kaasun paineen laskiessa. Empiirisen kaavan tavoin se ei kuitenkaan sovellu kaikkiin tilanteisiin eikä kaikille kaasuille. Kaasun olosuhteista riippuen ideaalikaasun tilanyhtälö voi antaa esimerkiksi typpikaasulle yli 10 prosentin virheitä. Virheet johtuvat siitä, että ideaalikaasun tilanyhtälö olettaa kaasun olevan ideaalikaasua, jossa kaasumolekyylit ovat pistemäisiä eivätkä vaikuta toisiin muutoin

kuin törmäämällä kimmoisasti. Ideaalikaasun tilanyhtälö ei siis ota huomioon kaasumolekyylien omaa tilavuutta eikä niiden välisiä vuorovaikutusvoimia. Todellisuudessa mikään kaasu ei käyttäydy täysin ideaalikaasun mukaisesti. Kaikilla kaasumolekyyleillä on tietty massa, joten niillä on myös tilavuus. Molekyylit eivät myöskään todellisuudessa törmäile toisiinsa täysin kimmoisasti niiden välillä vaikuttavien vuorovaikutusvoimien takia. Reaali-kaasun tilanyhtälöt pyrkivät ottamaan näitä virheitä huomioon erilaisilla korjauskertoimilla. Ideaalikaasun ja reaali-kaasun väliset erot näkyvät selkeämmin korkeissa paineissa ja matalissa lämpötiloissa, jolloin yksittäisten molekyylien ominaisuudet korostuvat.

Reaali-kaasun tilanyhtälöt ovat ideaalikaasun tilanyhtälön tavoin empiirisesti johdettuja kaavoja. Korjauskertoimilla varustetut reaali-kaasun tilanyhtälöt ovat käytännönläheisempiä kuin ideaalikaasun tilanyhtälö, ja soveltuvat paremmin tutkimusympäristöön. Käyttämällä erisuuruisia korjauskertoimia eri kaasuille, voidaan laajentaa kaavojen soveltuvuutta. Vuonna 1873 Johannes van der Waals kehitti ensimmäisen reaali-kaasujen tilaa kuvaavan tilanyhtälön. Van der Waalsin (VdW) tilanyhtälö on muotoa

$$p = \frac{RT}{(V_m - b)} - \frac{a}{V_m^2}, \quad (5)$$

jossa V_m on kaasun molaarinen tilavuus sekä a ja b ovat kyseisen kaasun kriittisen pisteen ominaisuuksista laskettuja korjauskertoimia. Kaasun molaarista tilavuutta merkitään joissakin yhteyksissä myös v :llä. Korjauskertoimet lasketaan kaavojen

$$a = \frac{27R^2T_c^2}{64p_c} \quad (6)$$

ja

$$b = \frac{RT_c}{8p_c} \quad (7)$$

mukaan, joissa T_c on kaasun kriittinen lämpötila sekä p_c on kaasun kriittinen paine. Kerroin a korjaa hiukkasten vuorovaikutuksista aiheutuvaa virhettä ja kerroin b hiukkasten tilavuuden aiheuttamaa virhettä. Typpikaasun korjauskertoimet eri tilanyhtälöille on esitetty liitteessä 1. [24] VdW-tilanyhtälö on yksinkertaisin reaali-kaasun tilaa kuvaava yhtälö ja siten myös helppo käsitellä matemaattisesti. Sen tarkkuus on kuitenkin useissa tapauksissa heikko verrattuna uudempiin reaali-kaasun tilanyhtälöihin. On kuitenkin todistettu, että VdW-tilanyhtälöön perustuvilla simulointimalleilla voidaan kuvata melko tarkasti paineakun purkutahtumaa [27].

Toinen merkittävä reaali-kaasun tilaa kuvaava yhtälö oli James Beattien ja Oscar Bridgemanin vuonna 1928 kehittämä viiteen kokeellisesti määritettävään korjauskertoimeen perustuva malli. Benedict, Webb ja Rubin laajensivat Beattie-Bridgemanin (BB) mallin myöhemmin vuonna 1940 kahdeksaan korjauskertoimeen perustuvaksi. Tätä laajennusta kutsutaan kehittäjien mukaan Benedict-Webb-Rubin (BWR) -tilanyhtälöksi. BWR-yhtälö on pysynyt tähän päivään asti monien tutkijoiden suosimana kaasujen tilanyhtälönä. BWR yhtälö on muotoa

$$p = \rho RT + \left(B_0 RT - A_0 - \frac{C_0}{T^2} \right) \rho^2 + (bRT - a) \rho^3 + (\alpha a) \rho^6 + \frac{c \rho^3}{T^2} (1 + \gamma \rho^2) e^{-\gamma \rho^2}, \quad (8)$$

jossa $a, A_0, \alpha, b, B_0, \gamma, c$ ja C_0 ovat korjauskertoimia sekä ρ on kaasun molaarinen tiheys. [24] Kaavan 8 ensimmäisestä termistä huomataan, että BWR-tilanyhtälö on periaatteessa ideaalikaasun tilanyhtälö, johon on lisätty muutama lämpötilasta ja molaarisesta tiheydestä riippuva arvo korjauskertoimilla. Tässä työssä käytetään BWR-tilanyhtälöä, jonka korjauskertoimet typpikaasulle löytyvät esimerkiksi Otisin ja Pourmovahedin tutkimuksista [28]. Nämä ovat myös koottuna liitteeseen 1.

BB- ja BWR -tilanyhtälöiden lisäksi vuonna 1949 kehitetty Redlich-Kwong (RK) -tilanyhtälö on myös paljon käytetty malli. Se on BWR -tilanyhtälöä paljon yksinkertaisempi, mutta sen tarkkuus on huonompi typpikaasua käytettäessä. RK-tilanyhtälöä tarkennettiin vuonna 1972 Soaven muunnoksella kattamaan useampien seosten kaasufaaseja, sekä parantamaan tarkkuutta alemmissa lämpötiloissa. Tätä tarkennettua yhtälöä kutsutaan Soave-Redlich-Kwong (SRK) -tilanyhtälöksi, joka on muotoa

$$p = \frac{RT}{V_m - b} - \frac{a\alpha}{V_m(V_m + b)}, \quad (9)$$

jossa b, a ja α ovat korjauskertoimia. Korjauskertoimet b ja a on laskettu VdW-tilanyhtälön tavoin kaasun kriittisistä ominaisuuksista kaavoilla

$$a = 0,42747 \frac{R^2 T_c^2}{p_c} \quad (10)$$

ja

$$b = 0,08664 \frac{RT_c}{p_c}. \quad (11)$$

Korjauskerroin α voidaan laskea kaavan

$$\alpha = \left(1 + (0,48 + 1,574\omega - 0,176\omega^2) \left(1 - \sqrt{\frac{T}{T_c}} \right) \right)^2 \quad (12)$$

mukaan, jossa ω on kaasumolekyylien epäkeskeisyyttä kuvaava termi. SRK-tilanyhtälö perustuu VdW-tilanyhtälöön. Sitä pidetään yleisesti VdW- ja ideaalikaasun tilanyhtälöä tarkempana [29]. Joissakin yhteyksissä sitä suositellaan käytettäväksi yksinkertaisuuden vuoksi tarkemman BWR-tilanyhtälön sijaan [22]. Suurta tarkkuutta vaativissa tilanteissa on kuitenkin hyvä käyttää BWR-tilanyhtälöä.

Tämän työn luvussa 5.2 vertaillaan edellä esitettyjen kaasun tilanyhtälöiden tarkkuuksia. Tarkkuusanalyysi on rajoitettu mittauksissa todettuihin paine- ja lämpötilavaihteluihin. Tuloksista nähdään, miten tarkasti nämä tilanyhtälöt kuvaavat typpikaasun tilaa mitatuissa olosuhteissa.

2.5 Paineakun simulointimallit

Paineakkujen simulointimallit kuvaavat paineakussa olevan kaasun käyttäytymistä kaasutilavuuden muuttuessa. Malleilla voidaan ennustaa kaasun paineen ja lämpötilan muuttumista lataus-, varastointi-, purku- ja toipumisvaiheissa. Tässä kappaleessa esitellään neljä eri paineakkumallia. Kolme ensimmäistä ovat yksinkertaisia ideaalikaasun tilanyhtälöön perustuvia malleja, jotka eivät ota huomioon paineakun varastointivaiheessa tapahtuvaa lämpöhäviötä. Neljäs malli on Otisin kehittämä lämmön konvektiomalli, jossa huomioidaan varastointivaiheen lämpöhäviö.

Yksinkertaistetuissa malleissa paineakun toiminta oletetaan joko isotermiseksi, adiabaattiseksi tai polytrooppiseksi. Isotermisessä mallissa eli Boylen laissa kaasun lämpötila on vakio. Tässä mallissa kaasun tilavuudenmuutosnopeus oletetaan niin hitaaksi, että syntyvä lämpöenergia kerkeää siirtymään ympäristöön tilavuudenmuutoksen aikana. Toisin sanoen isotermisen mallin mukainen paineakku johtaa niin hyvin lämpöä, että sen terminen aikavakio on äärettömän pieni. Isotermisen malli seuraa kaavaa

$$pV = V_{\text{vakio}}. \quad (13)$$

Isotermisen malli on ideaalitilanne, jossa varastointivaiheen aikana ei tapahdu lämpöhäviöitä ja kaikki paineakkuun ladatusta energiasta voidaan hyödyntää.

Adiabaattisessa mallissa lämpöenergiaa ei siirry kaasun ja ympäristön välillä eli kaasun lämpötila vaihtelee paineen, tilavuuden ja moolimäärän mukaan. Tässä mallissa paineakun ja rungon välinen lämmönsiirto on olematonta. Toisin sanoen sen terminen aikavakio on äärettömän suuri. Joissakin tapauksissa ajatellaan, että paineakun lataus tai purku seuraa adiabaattista mallia, jos se toteutetaan riittävän nopeasti. Adiabaattinen malli seuraa kaavaa

$$pV^{\kappa} = V_{\text{vakio}}, \quad (14)$$

jossa κ on kaasun ominaislämpökapasiteettien suhteesta laskettu adiabaattivakio. Vakion suuruus tyypikaasulle huoneen lämpötilassa ja matalassa paineessa on noin 1,4. Sen suuruus riippuu suuresti kaasun paineesta ja lämpötilasta. Korkeilla paineilla ja lämpötiloilla adiabaattivakion arvo tyypikaasulle voi nousta jopa yli viiden. [30] Adiabaattinen malli on isotermisen mallin tavoin ideaalitilanne, jossa kaikki paineakkuun ladattu energia voidaan hyödyntää.

Kolmas malli on polytrooppinen malli, joka on isotermisen ja adiabaattisen mallin väli-muoto. Siinä vain osa lämpöenergiasta ehtii siirtymään tilavuudenmuutoksen aikana, eli paineakun latausvaiheessa paine nousee isotermistä mallia korkeammalle, mutta adiabaattista mallia matalammalle. Ero nähdään tarkemmin kappaleen 5.4 kuvasta 29. Polytrooppinen malli on lähes kaavan 14 mukainen, mutta siinä adiabaattivakio on korvattu polytrooppivakiolla. Polytrooppivakio on arvaus liikkeen aikana toteutuneesta lämmönsiirrosta. Sen arvo on pienempi kuin adiabaattivakion, mutta kuitenkin suurempi kuin yksi. Kaikki kolme yllä mainittua mallia ovat ideaalitilanteita, eivätkä ne huomioi varastointivaiheen aikana tapahtuvaa lämpöhäviötä.

Otisin vuonna 1973 kehittämä lämmön konvektiomalli on hieman monimutkaisempi, mutta se ottaa huomioon työkierron aikana tapahtuvan lämpöhäviön. Myös tässä mallissa on tehty yksinkertaistuksia kaasun todellisesta käyttäytymisestä. Otisin malli perustuu abstraktiseen keskitettyyn malliin (abstracted lumped model), jossa paineakussa olevalla kaasulla oletetaan olevan yksi yhteinen lämpötila. Todellisuudessa kaasutilassa voi olla suuriakin lämpötilagradientteja ja virtauksia.

Otisin malli perustuu termodynamiikan pääsääntöihin. Termodynamiikan ensimmäisen pääsäännön eli energian säilymislain mukaan kaasun sisäenergian muutos riippuu siirtyvästä lämpöenergiasta ja tilavuudenmuutostyöstä kaavan 15 mukaan.

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} \quad (15)$$

Kaavassa 15 sisäenergian muutos ajan suhteen on $\frac{dU}{dt}$, kaasun ja rungon välillä siirtyvä lämpöenergia ajan suhteen on $\frac{dQ}{dt}$ ja tilavuudenmuutostyö ajan suhteen on $\frac{dW}{dt}$. Kaasun ja rungon välillä siirtyvän lämpöenergian ja tilavuudenmuutostyön kaavat on esitetty kappaleissa 2.3.1 ja 2.3.2. Sijoittamalla kaavat 1 ja 3 kaavaan 15 saadaan

$$\frac{dU}{dt} = hA_w(T_w - T_g) - p_g \frac{dV_g}{dt}, \quad (16)$$

joka kuvaa kaasun sisäenergian muutosta ajan suhteen. Kaasun sisäenergian muutos voidaan esittää myös entropian avulla seuraavasti

$$dU = T_g dS - p_g dV_g, \quad (17)$$

jossa dS on entropian muutos kaasussa. Entropian muutoksen osittaisderivoinnin ja Maxwellin yhtälöiden avulla kaava 17 muotoutuu seuraavaksi

$$\frac{dU}{dt} = m_g c_V \frac{dT_g}{dt} + \left(T_g \left(\frac{\delta p_g}{\delta T_g} \right)_V - p_g \right) \frac{dV_g}{dt}, \quad (18)$$

jossa m_g on kaasun massa ja c_V on kaasun ominaislämpökapasiteetti. Ominaislämpökapasiteetin riippuvuus kaasun paineesta ja lämpötilasta nähdään liitteestä 2. Yhdistämällä kaavat 16 ja 18 saadaan paineakun kaasun lämpötilanmuutos ajan suhteen ilmaistua seuraavasti

$$\frac{dT_g}{dt} = \frac{hA_w(T_w - T_g)}{m_g c_V} - \frac{T_g}{m_g c_V} \left(\frac{\delta p_g}{\delta T_g} \right)_V \frac{dV_g}{dt}. \quad (19)$$

Merkitään

$$\tau = \frac{m_g c_V}{hA_w}, \quad (20)$$

jolloin kaava 19 voidaan esittää muodossa

$$\frac{dT_g}{dt} = \frac{T_w - T_g}{\tau} - \frac{T_g}{m_g c_V} \left(\frac{\delta p_g}{\delta T_g} \right)_V \frac{dV_g}{dt}, \quad (21)$$

jossa τ on kaasun terminen aikavakio. Kaava 21 on konvektiomallin lopullinen muoto, josta integroimalla voidaan laskea kaasun lämpötilan muutos ja siten myös paineen muutos. Kaavaan 21 $\left(\frac{\delta p_g}{\delta T_g} \right)_V$ paikalle voidaan sijoittaa kaasun tilanyhtälö, jossa paine on derivoitu lämpötilan suhteen. Konvektiomallista huomataan, että kaasun tilavuuden pysyessä vakiona toinen termi supistuu kokonaan pois, jolloin kaasun lämpötilan muutosnopeus on riippuvainen vain seinämän ja kaasun välisestä lämpötilaerosta sekä termisestä aikavakiosta. Tilavuudenmuutoksen aikana kaasun lämpötilan muutosnopeus on riippuvainen useammasta muuttujasta.

Konvektiomallin käyttäytymistä voidaan tarkastella esimerkiksi Matlabin Simulink-lisäosalla. Työssä käytetty konvektiomalli on esitetty liitteessä 3. Simuloinneista huomataan, että kaavan 21 ensimmäinen termi kuvaa lämmönsiirtymisen vaikutusta kaasun lämpötilaan ja toinen termi tilavuuden muutoksen vaikutusta kaasun lämpötilaan. Huomataan, että termisen aikavakion ollessa todella suuri, lämmönsiirtymistä ei juurikaan ole, jolloin kaasun lämpötilaan vaikuttaa vain tilavuuden muutos. Tällöin konvektiomalli lähestyy adiabaattista mallia, jossa ei ole lämpöhäviöitä. Termisen aikavakion ollessa todella pieni, lämmönsiirtymisen vaikutus on suuri, jolloin se kumoaa tilavuuden muutoksen vaikutuksen kaasun lämpötilaan. Tällöin konvektiomalli lähestyy isotermistä mallia, jossa lämpötila pysyy vakiona. Konvektiomalli tarvitsee tiedon paineakun rungon lämpötilasta, kaasun ainemäärästä, alkulämpötilasta, alkutilavuudesta, tilavuudenmuutosnopeudesta ja termisestä aikavakiosta. Adiabaattinen ja polytrooppinen malli tarvitsevat kaasun alkulämpötilan, alkupaineen, alkutilavuuden, tilavuudenmuutosnopeuden sekä adiabaatti- tai polytrooppivakion. Yleensä simulointimalleissa rungon lämpötilan oletetaan pysyvän ympäristön lämpötilan tasolla, koska tarkka rungon lämpötila on monesti tuntematon ja vaikeasti mitattava. Todellisuudessa rungon lämpötila muuttuu kaasun lämmönsiirron vaikutuksesta. Lisäksi rungon sisällä vallitsee erisuuruisia lämpötilagradientteja, mikä tekee lämpöhäviön tarkasta mallintamisesta haastavaa.

2.6 Paineakun terminen aikavakio

Paineakussa olevan kaasun lämpötila pyrkii aina muutoksen jälkeen tasoittumaan ympäristön lämpötilan tasolle. Terminen aikavakio kuvaa tämän lämpötilan muutoksen nopeutta. Kuten edellisestä kappaleesta huomattiin, paineakun terminen aikavakio voidaan johtaa abstraktisesta keskitetystä lämmön konvektiomallista. Termisen aikavakion avulla voidaan muodostaa simulointimalleja, jotka ottavat huomioon lämmönsiirron kaasun ja ympäristön välillä. Termisen aikavakion vaikutus mallissa näkyy aina, kun kaasun ja rungon välillä vallitsee lämpötilaero.

Paineakun terminen aikavakio voidaan havainnollistaa Otisin lämmön konvektiomallilla varastointivaiheesta. Tällöin kaasutilavuus pysyy vakiona, jolloin kaava 21 supistuu muotoon

$$\frac{dT_g}{dt} = \frac{T_w - T_g}{\tau}. \quad (22)$$

Kaava 22 on ensimmäisen kertaluvun differentiaaliyhtälö, jonka ratkaisu paineakun varastointivaiheessa on

$$T(t) = T_w + (T_{max} - T_w)e^{-\frac{t}{\tau}}, \quad (23)$$

jossa T_{max} on kaasun huippulämpötila varastointivaiheessa ja t on kulunut aika. Yllä oleva kaava 23 esittää kaasun lämpötilaa varastointivaiheessa ajan suhteen tietyllä aikavakiolla. Huippulämpötilan suuruus on riippuvainen siitä, kuinka paljon lämpöenergiaa kaasun ja rungon välillä siirtyy latausvaiheen aikana. Toipumisvaiheessa differentiaaliyhtälön ratkaisu on

$$T(t) = T_w + (T_{min} - T_w)e^{-\frac{t}{\tau}}, \quad (24)$$

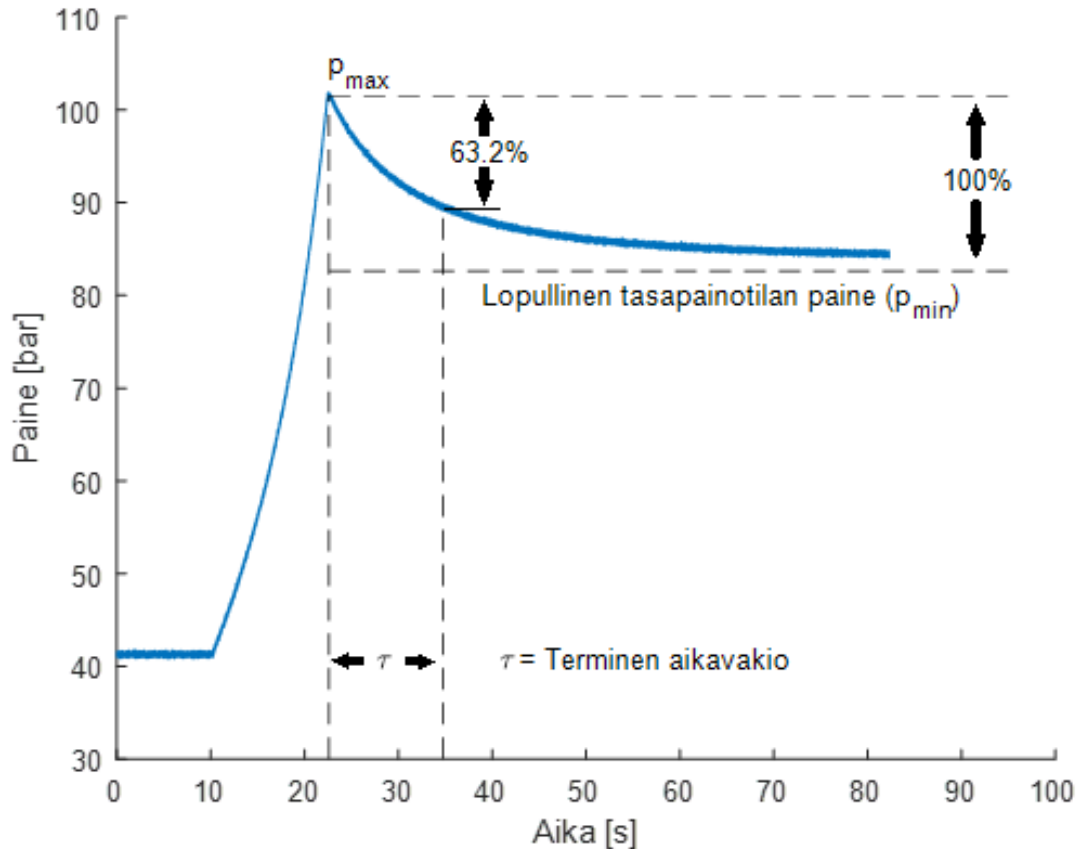
jossa T_{min} on kaasun minimilämpötila toipumisvaiheessa. Jos paineakun lämpöhistoria tiedetään, voidaan kaasun terminen aikavakio laskea kaavoista 23 tai 24. Kaavoista 23 ja 24 huomataan, että t :n lähestyessä ääretöntä, kaasun lämpötila lähestyy paineakun rungon lämpötilaa. Hetkellä $t = 0$ kaasun lämpötila varastointivaiheessa on korkeimmillaan ja toipumisvaiheessa matalimmillaan. Huomataan myös, että t :n ollessa yhtä suuri kuin τ , lämpötilan kokonaismuutoksesta on toteutunut 63.2 prosenttia. Termisen aikavakion arvo kuvaa siis aikaa, joka vaaditaan varastointivaiheen alkulämpötilan 63.2 prosentin muutokseen kohti loppuarvoa. Eli suurella aikavakiolla lämpöenergia pysyy paineakussa pitkään ja pienellä aikavakiolla lämpöenergia menetetään ympäristöön nopeasti.

Paineakun terminen aikavakio voidaan laskea lämpötilahistorian lisäksi myös painehistoriasta kaasun lämpötilan ja paineen välisen riippuvuuden ansiosta. [9] Usein kaasun paineen kokeellinen mittaus on lämpötilanmittausta tarkempi ja reaaliaikaisempi, jolloin painehistorian käyttö laskuissa on suositeltavaa.

Jos terminen aikavakio lasketaan kaasun painehistoriasta, voidaan käyttää kaavaa

$$p(t) = p_{min} + (p_{max} - p_{min})e^{-\frac{t}{\tau}}, \quad (25)$$

jossa p_{min} on rungon lämpötilaa vastaava paine ja p_{max} on kaasun huippulämpötilaa vastaava paine. Jos rungon lämpötila oletetaan vakioksi, p_{min} on varastointivaiheen lopullinen paine ja p_{max} on varastointivaiheen alkupaine. Toinen vaihtoehto olisi lähestyä termistä aikavakiota lämmönsiirtymiskertoimen tai simulointimallien kautta. Alla olevassa kuvassa terminen aikavakio on esitetty graafisesti painehistorian avulla.



Kuva 3. Varastointivaiheen paineen muutos ja terminen aikavakio.

Tässä työssä termisen aikavakion arvot on laskettu kuvan 3 mukaan käyttäen varastointivaiheen lopullisena paineena BWR-tilanyhtälöllä laskettua painetta, kun lämpötila on asettunut ympäristön lämpötilan tasolle. Eli toisin sanoen varastointivaihe on äärettömän pitkä. Näin eri mittauksista lasketut termiset aikavakiot ovat vertailukelpoisia keskenään, vaikka varastointivaiheen lämpötila mittauksen aikana ei ehtisi laskea aivan ympäristön lämpötilan tasolle.

Termisen aikavakion määritelmästä (kaava 20) huomataan, että sen suuruus on suoraan verrannollinen kaasun massa m_g ja ominaislämpökapasiteettiin c_V ja käänteisesti verrannollinen lämmönsiirtymiskertoimeen h ja lämmönsiirtymispinta-alaan A_w . Monet näistä arvoista muuttuvat mittauksen aikana. Esimerkiksi typen ominaislämpökapasiteetti riippuu kaasussa vallitsevasta paineesta ja lämpötilasta liitteeseen 2 kootun kuvaajan mukaan. Lämmönsiirtymiskerroin riippuu seinämällä vallitsevien virtauksien suuruudesta ja kaasun ominaisuuksista. Lisäksi lämmönsiirtymispinta-ala muuttuu syklin aikana männän liikkua. Näiden takia terminen aikavakio ei todellisuudessa ole vakio. Otis ja Pourmovahed todistivat kuitenkin, että todellinen terminen aikavakio on hyvin lähellä vakiota [9]. Suurta tarkkuutta vaativissa malleissa olisi käytettävä muuttuvaa termistä aikavakiota [9].

3 Mittausjärjestelmä

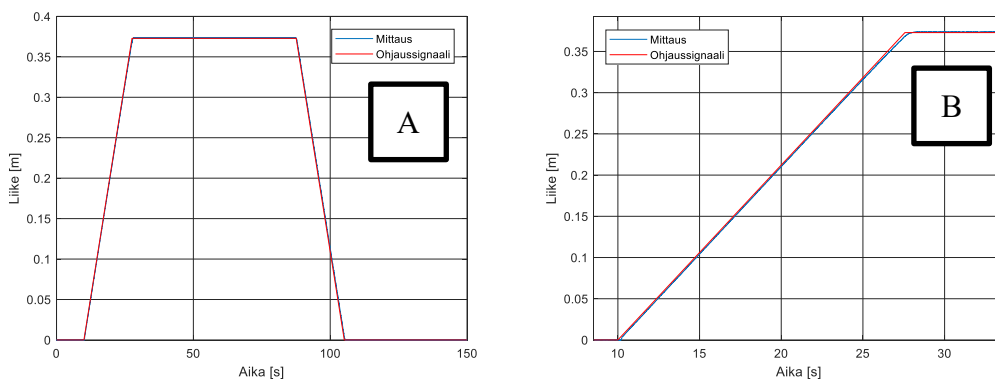
Tässä kappaleessa esitellään tutkimuksessa käytetty mittausjärjestelmä. Mittaukset toteutettiin Aalto-yliopiston hydraulitekniiikan laboratoriossa. Mittauslaitteisto ja hydraulipiiri olivat ennen tätä tutkimusta toimintakunnossa Aalto-yliopiston aktiivisen paineakututkimuksen ansiosta. Tämän työn aikana mittausjärjestelmää muokattiin uusimalla muutama hydrauliliitäntä, lisäämällä uusia antureita ja suunnittelemalla uusi ohjauskäsky- sekä datankäsittelyohjelma. Mittausjärjestelmään lisättiin myös yksi paineakku tasoittamaan syöttöpainetta.

Ensimmäisessä kappaleessa esitellään mittauslaitteiston toiminnan kannalta olennaiset hydraulikomponentit. Seuraavaksi esitellään fysikaalisia ominaisuuksia mittaavat anturit. Lopuksi kerrotaan, miten paineakun työsyklin ohjaus ja mittausdatan tallennus toteutettiin.

3.1 Hydraulipiiri

Mittausjärjestelmän hydraulipiiriin tehonlähteenä käytettiin laboratoriossa sijaitsevaa M2BA 250 -oikosulkumootoria ja A4VSO 125 -aksiaalimäntäpumppua. Koneikko pystyy tuottamaan noin 350 baarin nimellispaineen ja 186 l/min tilavuusvirran. Tässä työssä paineakkuun ajettiin hydraulinestettä enintään 20 l/min tilavuusvirralla syöttöpaineen ollessa enintään 250 baaria. Koneikon tuottamaa tilavuusvirtaa pystyttiin muuttamaan säätämällä aksiaalimäntäpumpun kulmaa langallisella kauko-ohjaimella. Samalla kauko-ohjaimella voitiin säätää myös koneikossa sijaitsevaa paineenrajoitusventtiiliä, joka määritteli mittausjärjestelmän syöttöpaineen päästämällä koneikon pumppaaman ylimääräisen nesteen takaisin säiliöön. Koneikon tuottamaa paineistettua nestettä käytettiin paineakun työsykliä toteuttamiseen.

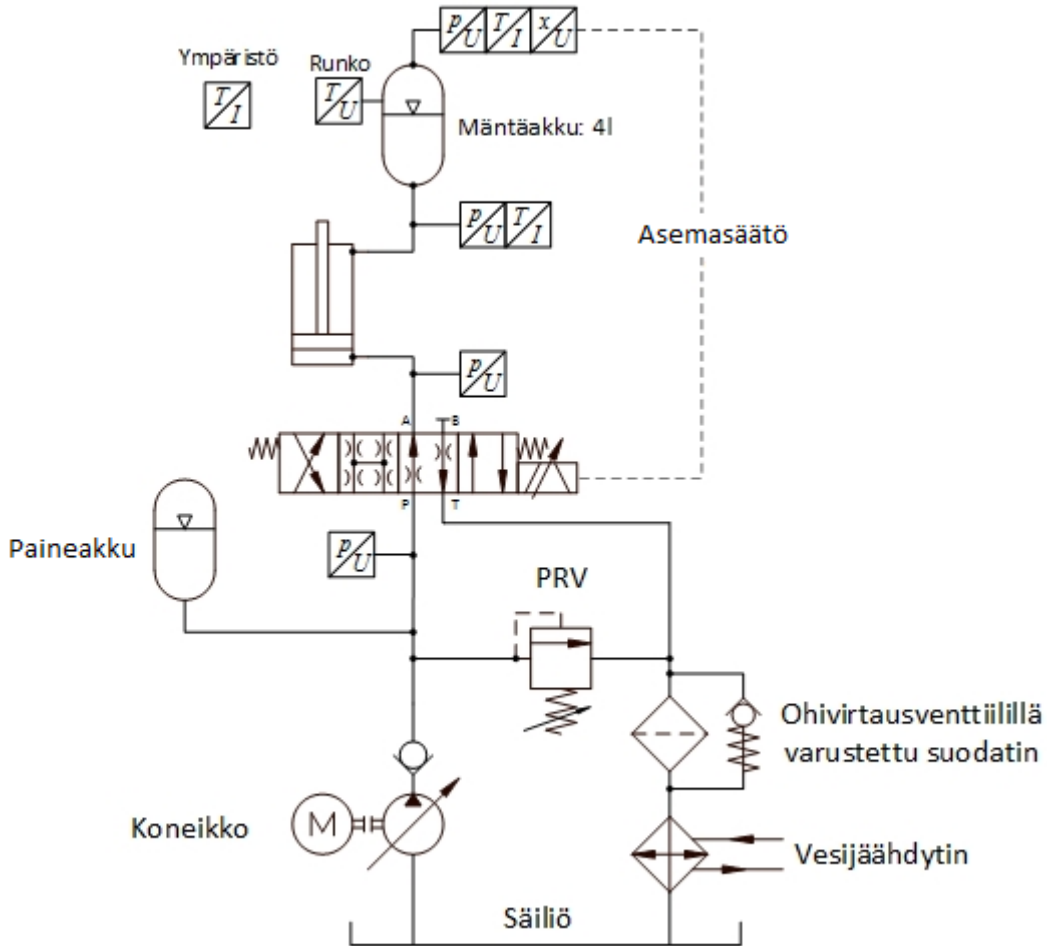
Paineakkuun menevää ja poistuvaa tilavuusvirtaa ohjattiin nollapeittoisella D1FPE50M-proportionaaliventtiilillä. Venttiilin karan asemaa ohjattiin mittakortilta saatavalla jännitesignaali. Mittakortilta lähtevä jännitesignaali, eli ohjauskäsky, määräytyi paineakusta mitatun männän todellisen liikkeen ja halutun liikkeen perusteella. Alla olevasta kuvasta nähdään ohjauksen tarkkuus.



Kuva 4. Ohjauksen tarkkuus paineakun työsyklin aikana. Mittaus: $\Delta V = 2,93 \text{ l}$, $q = 10 \text{ l/min}$ ja $p_0 = 40 \text{ bar}$.

Kuvista 4A ja 4B nähdään, että toteutunut liike on lähes päällekkäin ohjaussignaalin kanssa. Suuri tarkkuus saavutettiin sopivilla PI-säätimen kertoimilla, tarkalla ohjausventtiilillä ja nopealla mittakortilla. Tarkkuutta paransi myös koneikolta tuleva tasainen syöttöpaine, sekä tarkka asemamittaus. Suurin poikkeama ohjauksen ja todellisen liikkeen välillä oli vain noin

0,5 mm. Vielä tarkempi ohjaus voitaisiin saavuttaa tuomalla paineakku mahdollisimman lähelle ohjausventtiiliä ja lyhentämällä niiden välisiä hydrauliletkuja. Tällöin mahdolliset hydrauliletkujen ja -nesteen aiheuttamat joustot sekä ylimääraisten komponenttien aiheuttamat kitkat voidaan eliminoida. Mittausten alkuvalmisteluissa koneikon ja proportionaaliventtiilin välillä huomattiin suuria painevaihteluita venttiilin avautuessa. Painevaihteluita lievennettiin asentamalla kalvoakku koneikon ja proportionaaliventtiilin väliin. Alla olevassa kuvassa on esitetty mittaussjärjestelmän piirikaavio.



Kuva 5. Mittausjärjestelmän piirikaavio.

Kuten yllä olevasta piirikaaviosta nähdään, proportionaaliventtiilin B liitäntä oli tulpattuna, jolloin paineakkua voitiin ladata 0...+10V -ohjauskomennolla (liitos P-A auki) ja purkaa -10...0V -ohjauskomennolla (liitos A-T auki). Nollaohjauksella venttiili oli keskiasennossa, jolloin tilavuusvirta oli estetty molempiin suuntiin. Varastointivaiheessa huomattiin, että säätimen antama ohjaus oli lievästi positiivisella puolella kompensoimassa venttiilin vuotoa.

Proportionaaliventtiiliin ja mitattavan paineakun välissä olevaa sylinteriä ei olisi mittauksissa tarvittu, koska paineakun kaasutilavuuden mittausta siirrettiin paineakun sisälle. Aikaisemmin paineakun kaasutilavuuden mittauksessa käytetty sylinteri ei kuitenkaan erityisesti haitannut mittauksia, joten se päätettiin jättää paikoille. Tämän työn mittauksien kohteena oleva pai-

neakku oli Hydraullin neljälitrainen mäntäpaineakku, johon oli työstetty kaasupuolelle anturintia varten uusi pääty. Mittausjärjestelmässä käytetyt hydraulikomponentit ja niiden tiedot ovat koottuna alla olevassa taulukossa 1.

Taulukko 1. Mittausjärjestelmässä käytettyjen hydraulikomponenttien tiedot.

Komponentti	Tekniset tiedot
Oikosulkumoottori M2BA 250 ABB Motors	Nopeus: 1500 rpm
Aksiaalimäntäpumppu A4VSO 125 Brueninghaus Hydraulik GmbH	Koko: 125 cm ³ Nopeus: 1500 rpm (max. 1800 @ 125 cm ³) Tuotto: 186 l/min @ 1500 rpm
Proportionaaliventtiili D1FP E50M A 9 N B 00 20 Parker	Ohjaussignaali: ±10 V Luisti tyyppi: Nollapeittoinen Askelvaste: < 3.5 ms @ 100 bar Nimellisvirtaus: 40 l/min @ 35 bar Enimmäisvirtaus: 90 l/min @ 350 bar
Paineakku Saip	Kapasiteetti: n. 2,5 l
Paineakku HPS11/250/100 Hydroll	Kapasiteetti: 4 l

3.2 Anturit

Anturit eli muuntimet muuttavat fysikaalisen suureen sähköiseksi suureeksi. Muunto toteutetaan, koska sähköisiä ominaisuuksia, kuten virtaa ja jännitettä, voidaan käsitellä mittakorteilla ja edelleen tietokoneella. Näin mitattuja signaaleita voidaan käyttää tietokoneen laskenta-algoritmeissa, kun sähköisen suureen ja fysikaalisen suureen välinen riippuvuus tunnetaan. Anturisignaali on yleensä muutaman millivoltin luokkaa, minkä takia antureiden yhteydessä käytetään signaalinvahvistimia. Vahvistin on usein integroituna anturiin, jolloin tätä kokonaisuutta voidaan kutsua lähettimeksi. Vahvistin muuttaa anturin signaalin helpommin käsiteltävälle ja vähemmän häiriöalttiille tasolle.

Tässä tutkimuksessa antureita käytettiin mittaamaan kolmea fysikaalista ominaisuutta. Paineita mitattiin hydraulipiiristä ja paineakun kaasutilasta. Lämpötilaa mitattiin hydraulipiiristä, paineakun kaasutilasta, paineakun rungon ulkopinnasta ja ympäröivästä ilmasta. Asemaa mitattiin paineakun kaasu- ja nestetilavuutta erottavasta männästä. Asemaa mittaava anturi antoi myös männän liikenoisuuden omana signaalina. Antureiden ja lähettimien tarkempi sijoittelu nähdään kappaleen 3.1 kuvasta 5. Mittausjärjestelmässä käytettyjen antureiden ja lähettimien tiedot ovat koottuna alla olevaan taulukkoon 2.

Taulukko 2. Mittausjärjestelmässä käytettyjen antureiden ja lähettimien tiedot.

Mitattava suure	Anturi/lähetin	Tekniset tiedot
Paine	Parker SCP01-250-44-07	Signaali: 0...10 V Mitta-alue: 0...250 bar Tarkkuus: ± 1 % FS Reagointiaika: 1 ms
Paine	Keller PA-23S/400bar/80605.55	Signaali: 0...10 V Mitta-alue: 0...400 bar Tarkkuus: $\pm 0,5$ % FS Reagointiaika: 1 ms
Lämpötila	IMF TA2135 Pt1000	Signaali: 4...20 mA Mitta-alue: -50...150 °C Tarkkuus: $\pm 0,3$ % FS Resoluutio: 0,04 K Reagointiaika ¹⁾ : 3 s (t_{90})
Lämpötila	Hydac EST 4144-A-000 Pt1000	Signaali: 4...20 mA Mitta-alue: -25...100 °C Tarkkuus: $\pm 0,8$ % FS typ. Reagointiaika ¹⁾ : 8 s (t_{90})
Lämpötila	K-termoelementti (Vahvistus: Nokeval 6821)	Signaali: 0...10 V Mitta-alue: -50...200 °C Lineaarisuus: $\pm 0,5$ °C @ -150...1370 °C Resoluutio: 16 bit (Nokeval 6821) Reagointiaika ²⁾ : 2 s (katso selitys alla)
Positio	MTS Temposonics RH M 0550M D60 1 V61 0050	Signaali: 0...+10 V Mitta-alue: 0...550 mm Lineaarisuus: $\pm 0,01$ % FS Resoluutio: 16 bit Reagointiaika: 0,5 ms
Nopeus	MTS Temposonics RH M 0550M D60 1 V61 0050	Signaali: -10...0...+10 V Mitta-alue: -5...0...+5 m/s Lineaarisuus: $\pm 0,5$ % Resoluutio: 0,1 mm/s Reagointiaika: 0,5 ms
Virtalähde	Balluff BAE0006	Ulostulo: 24 Vdc

¹⁾Reagointiaika (t_{90}) on aika, joka anturilla kuluu saavuttamaan 90 % kokonaismuutoksesta DIN EN 60751 mukaan.

²⁾Termoelementin reagointiaika on arviolta 2 s (t_{90}), koska se reagoi testimittauksessa TA2135 anturia nopeammin lämpötilanmuutokseen.

3.2.1 Paineen mittaus

Paineakun kaasutilavuuden paine voidaan olettaa yhdenmukaiseksi, koska kaasun paine ta-
soittuu äänen nopeudella [31]. Sähköisissä mittausjärjestelmissä painetta mitataan usein epä-
suorasti esimerkiksi venymäliuskaan tai pietsoresistiivisyyteen perustuvilla antureilla.
Näissä paine aiheuttaa venymää, joka havaitaan anturilla sähköisen vastuksen muutoksena.
Mitattu paine muutetaan siis sähköiseksi suureksi. Paineanturin mittauspään ulostulojännite
on yleensä 10-100 mV luokkaa, joka muutetaan signaalinkäsittelyn avulla perinteiseen mit-
tauslaitteille sopivalle, esimerkiksi 0-10 V tai 4-20 mA, alueelle. Muitakin antureiden ulos-
tulosignaaleita käytetään, mutta edellä mainitut ovat yleisimpiä mittausjärjestelmissä. [31]

Tässä työssä painetta mitattiin sekä kaasupuolelta, että nestepuolelta. Kaasupuolen painemit-
tausta käytettiin termisen aikavakion määrittämiseen ja kaasun keskimääräisen lämpötilan
estimointiin, koska paineanturit reagoivat muutokseen lämpötila-antureita nopeammin. Nes-
tepuolen painetta käytettiin järjestelmän toiminnan seuraamiseen. Kaasun painetta mitattiin
alla olevan kuvan mukaisella Parkerin SCP01 -lähettimellä.



Kuva 6. Kaasutilavuuden painetta mittaava SCP01 lähetin.

Kuvassa 6 vasemmalla on paineliitäntä ja oikealla sähköliitäntä. Mittaväliltään 0-250 baarin
painelähetin oli riittävä, koska mittauksen kohteena oleva mäntäpaineakku oli mitoitettu 250
baarin maksimikäyttöpaineille. Kyseisen painemittauksen kohina oli 0,8 baarin luokkaa,
mikä osuu lähettimelle annetun tyypillisen mittavirheen sisälle.

Nestepuolella käytettiin 0-400 baarin pietsoresistiivisiä Kellerin PA23S -lähettimiä. Neste-
puolen painemittauksen avulla voitiin varmistaa riittävä syöttöpaine halutun ohjaussignaalin
toteuttamiseksi sekä tarkkailla hydraulikan painevaihteluita työsyklin aikana.

3.2.2 Lämpötilan mittaus

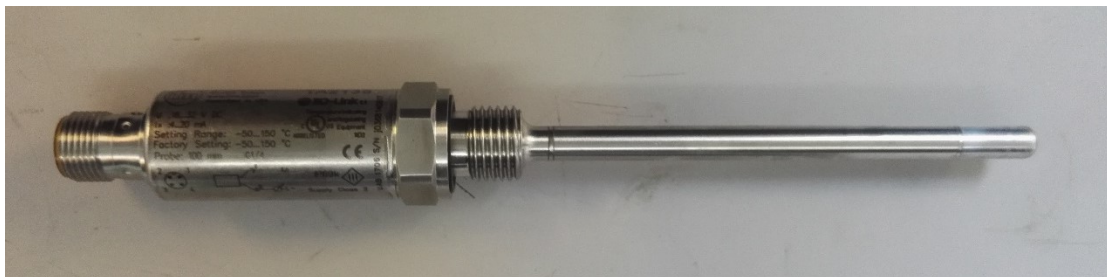
Lämpötila on materiaalin termistä tilaa eli molekyylien keskimääräistä kineettistä energiaa
kuvaava suure. Lämpötilaa mitataan lämpötila-anturin mittapään lämpötilan perusteella.
Tarkan mittaustuloksen saavuttamiseksi lämmönsiirto mittapään ja mitattavan kohteen vä-
lillä on oltava tehokasta sekä muun ympäristön vaikutukset on minimoitava. Lämpötila-an-
turin mittapään lämpökapasiteetti on yleensä pieni, jotta sen vaikutus mittaustulokseen mi-
nimoituu sekä anturin reagointiaika lämpötilanmuutoksiin lyhenee. Tässä työssä lämpötilaa
mitattiin elektronisilla lämpömittareilla. Rungon lämpötilaa mitattiin K-tyypin termoele-
mentillä ja kaasun, öljyn sekä ympäristön lämpötilaa mitattiin vastuslämpötilalähetimillä.

Termoelementin mittausperiaate perustuu lämpösähköilmiöön. Siinä kahden eri tavalla säh-
köä johtavan metallilangan muodostaman virtapiirin liitoskohtien välille muodostuu jännite,

kun liitoskohdat ovat eri lämpötiloissa. Kun termoelementissä käytetyn metalliparin jännitteen lämpötilariippuvuus tunnetaan, voidaan sitä käyttää lämpötilan mittaukseen. Termoelementin tuottaman jännitteen suurus on vain muutaman millivoltin luokkaa, minkä takia sen yhteydessä käytetään vahvistimia. Vahvistimen tehtävänä on signaalin vahvistuksen lisäksi verrata termoelementin mittaamaa lämpötilaa tunnettuun lämpötilaan, eli toteuttaa kylmäpääkompensointi. Tässä tutkimuksessa vahvistimena käytettiin Nokevalin 6821 -lähetintä. Nokevalin lähetintä voidaan termoelementtien lisäksi käyttää esimerkiksi vastuslämpötilantureille.

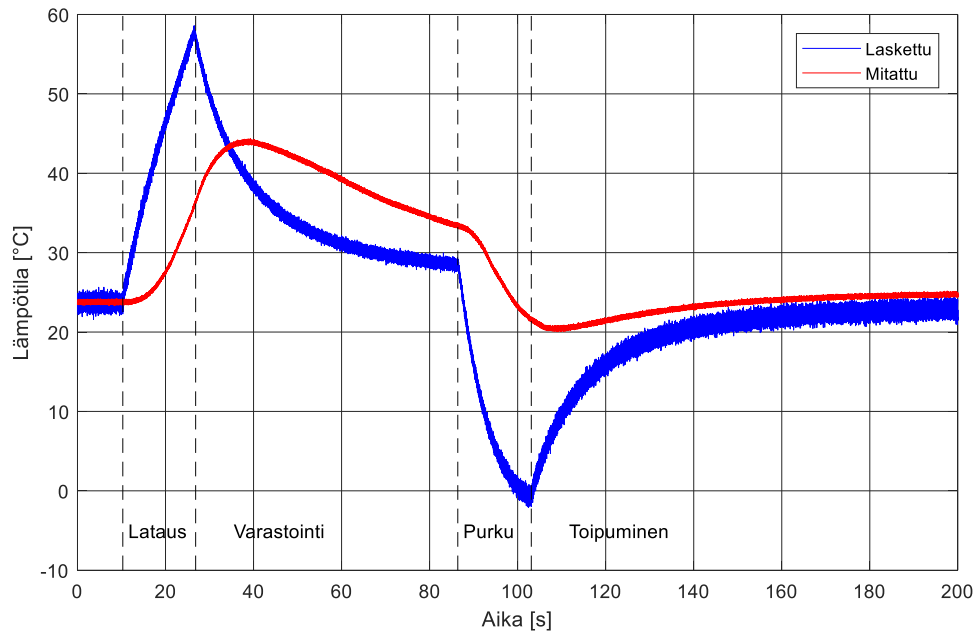
Vastuslämpötila-anturin mittausperiaate perustuu sen tunnettuun ja lähes lineaariseen resistanssin muutokseen lämpötilan suhteen. Tässä työssä käytettiin Pt1000 -lähettämiä, joiden vastuksen materiaali on platina ja resistanssi 0 °C:ssa on 1000 Ω. Lämpötilalähettimillä on aina tietty mittaväli, joissa ne ovat käyttökelpoisia. Mittavälin ulkopuolella resistanssin muutos lämpötilan suhteen ei ole enää lineaarista.

Paineakun termisen aikavakion määrittämiseen tarvittiin paineakun kaasun keskilämpötilan ajan suhteen. Tämän mittaaminen lämpötila-antureilla on melko haasteellista, koska kaasutilassa voi vallita suuriakin lämpötilagradientteja ja niiden aiheuttamia konvektiovirtauksia [30]. Lisäksi lämpötila-antureiden oman dynamiikan hitaus vaikuttaa mitatun tuloksen tarkkuuteen. Antureiden asettelu paineakun kaasutilaan tuo myös omat haasteensa, sillä paineakun kaasutilavuus on rajallinen ja muuttuva. Sen on myös oltava vuodoton. Tässä työssä kaasun lämpötilaa mitattiin melko läheltä rungon sisäpintaa, koska männän positiota mitaava anturi täytti kaasutilavuuden keskikohdan. Kaasun lämpötilaa mitattiin alla olevan kuvan mukaisella Pt1000 -lähettimellä, joka kierreltiitoksen sekä tiivisteen ansiosta saatiin asennettua kaasutilavuuteen vuodottomasti.



Kuva 7. Kaasutilavuuden lämpötilaa mittaava Pt1000 -lähetin.

Männän kuppimaisuus mahdollisti kuvassa 7 olevan puikkomaisen lämpötila-anturin asennamisen muuttuvaan kaasutilavuuteen. Kaasutilavuuden halkaisija oli 100 mm ja lämpötilaa mitattiin 13 mm:n päästä rungon sisäpintaa 22 mm:n syvyydeltä. Alla oleva kuva esittää mitatun ja painemittauksen avulla estimoidun lämpötilan välistä eroa.



Kuva 8. Mitatun ja painekäyrästä estimoidun lämpötilan ero.

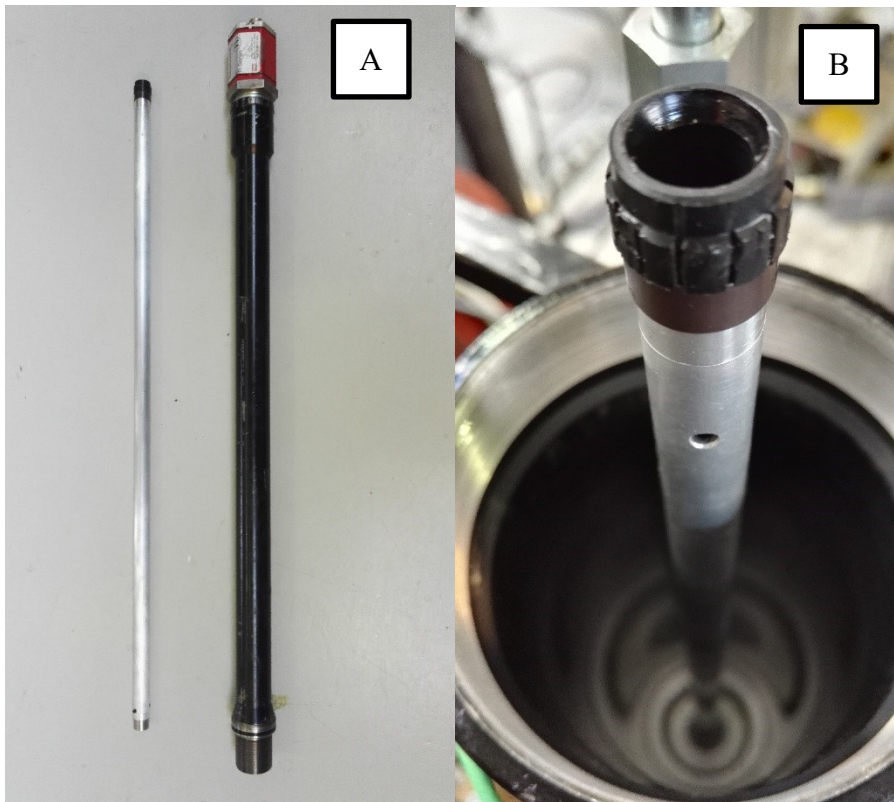
Kuvan 8 sininen käyrä on painemittauksesta BWR:n tilanyhtälöllä laskettu lämpötila ja punainen käyrä on Pt1000-lähettimellä mitattu kaasun lämpötila. Kuvasta huomataan, että mitattu lämpötila poikkeaa melko paljon tilanyhtälöllä lasketusta lämpötilasta. Painemittauksen ja tilanyhtälön tiedettiin olevan kohtalaisen tarkkoja, joten voitiin päätellä, että lämpötilanmittaus ei vastaa kaasutilavuuden keskilämpötilaa. Tämän takia termisen aikavakion laskemiseen käytettiin painekäyrästä estimoitua lämpötilaa mitatun lämpötilan sijaan. Kaasun lämpötilan mittausta käytettiin vain kaasutilavuuden ainemäärän laskemiseen mittaustapahutuman alussa, jolloin kaasun lämpötila oli tasoittunut ja mittaustarkimmillaan.

Rungon ulkopinnan lämpötilaa mittaamalla huomattiin, että monissa paineakkumalleissa rungon lämpötilan oletaminen vakioksi vääristää tulosta. Rungon ulkopinnan lämpötilaa mittaava termoelementti kiristettiin mahdollisimman lähelle paineakun pintaa ja asetettiin kulkemaan sitä pitkin. Vaikka rungon pinnassa oleva termoelementti mittasi osittain myös ympäristön lämpötilaa, huomattiin siinä 1-3 °C:n muutos yhden syklin aikana. Vaihtelu riippui toteutetusta työsyklistä. Oletuksena on, että sisäpinnan lämpötila vaihtelee ulkopintaa suuremmin, mikä vaikuttaa kaasun ja rungon väliseen lämmönsiirtymiseen ja näin myös konvektiomallin tarkkuuteen. Rungon lämpötila vaikuttaa myös peräkkäisten mittausten vertailukelpoisuuteen. Eli peräkkäisten mittausten välillä olisi hyvä odottaa kunnes rungon ja kaasun lämpötilat ovat asettautuneet alkutilannetta vastaavalle tasolle.

3.2.3 Position mittaust

Paineakun männän positionmittausta tarvittiin kaasutilavuuden sekä lämmönsiirtopinta-alan arvioimiseen, jotta voitiin laskea hyötysuhteita sekä termistä aikavakiota. Positiota voidaan mitata monella eri tavalla. Paineakun rakenne ja toiminta rajaa kuitenkin useita vaihtoehtoja pois. Vaihtoehtoisia positionmittauksia paineakuissa ovat esimerkiksi ultraäänianturit, magnetostriktiiviset anturit, vaijerianturit, magneettikuvantamismenetelmät tai ulkoneviin männänvarsiin perustuvat mittaustavat. [14]

Aikaisemmin paineakun kaasutilavuutta mitattiin epäsuorasti paineakun ja ohjausventtiilin välissä olevalla sylinterillä. Sylinterissä oli ulostyöntyvä männänvarsi, johon oli asennettu lasermittaukseen perustuva positioanturi. Kaasutilavuus määritettiin siis aikaisemmin epäsuorasti sylinterin tilavuudenmuutoksen avulla. Tässä työssä kaasutilavuutta haluttiin mitata tarkemmin suoraan paineakun männästä, jolloin mahdolliset nesteen ja hydrauliletkujen joustot voitiin eliminoida mittaustuloksesta. Anturivalinnassa päädyttiin kuvassa 13A näkyvään kitkattomasti toimivaan MTS Temposonicsiin, joka oli saatavilla laboratorion varastosta.



Kuva 9. Männän positiota mittaava magnetostriktiivinen lineaarianturi.

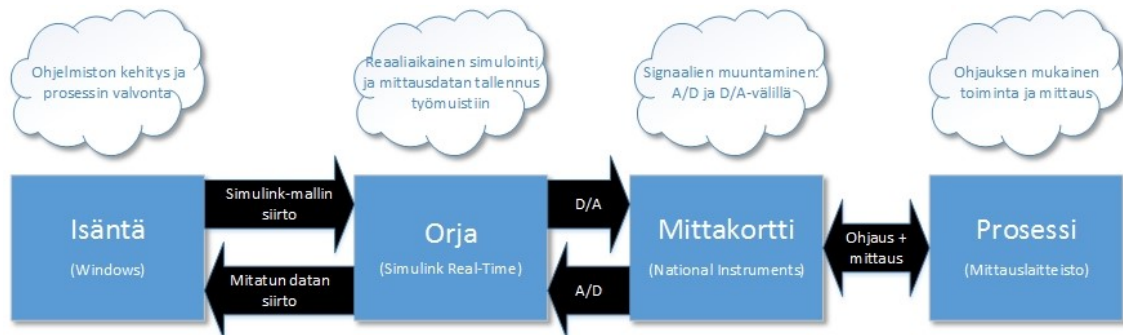
Kuvassa 9A vasemmalla on ontto alumiiniputki, jonka yläpäähän kiinnitettiin rengasmainen kestomagneetti. Tämä alumiiniputki kiinnitettiin kuvan 9B mukaisesti paineakun pohjalla olevaan mäntään siten, että kestomagneetti oli lähellä paineakun yläpäähän asennettavaa anturia. Kuvassa 9A nähdään oikealla anturi, jonka sisälle alumiiniputki työntyy männän liikkuessa. Ilmatiivis ja paineenkestävä anturi kiinnitettiin paineakun pätyyn kierteen avulla. Anturin tuntoelimenä on ferromagneettisesta materiaalista valmistettu ohut tanko, joka sijaitsee kuvassa 9A mustaksi maalatun putken sisällä. Männän liikkuessa alumiiniputkessa oleva kestomagneetti pääsee liikkumaan kitkattomasti anturin tuntoelimen päällä.

Männän positiota mitatessa anturi lähettää tuntoelimeen lyhyen virtapulssin, joka aiheuttaa magneettikentän tuntoelimen ympärille. Kestomagneetin kohdalla magneettikentässä tapahtuu häiriö, joka voidaan tunnistaa. Männän positio määritetään lähetetyn pulssin ja palaavan häiriösignaalin välisestä ajasta, kun tiedetään, että signaalit liikkuvat äänennopeudella. [33]

Anturin elektroniikka muuntaa mitatun positiota kuvaavan signaalin anturityypistä riippuen joko virta- tai jännitesignaalksi. Tässä työssä käytetty lineaarinen positioanturi kuvasi mitattua etäisyyttä 0...10 Vdc -signaalilla.

3.3 Mitatun datan kerääminen

Mittausjärjestelmän ohjaamiseen ja mittausdatan keräämiseen kuuluivat anturit, ohjausventtiili, mittakortit sekä kaksi tietokonetta. Prosessin toiminta on kuvattu alla olevassa toimintakaaviossa (Kuva 10).



Kuva 10. Järjestelmän ohjaus ja mittausdatan keräys.

Isäntäkonetta käyttäen laadittiin Simulink Real Time -järjestelmällä reaaliaikasovellus, jolla voitiin toteuttaa paineakun männän asemasäätö sekä sen ja mittauksen vaatimat I/O-operaatiot. Isäntäkoneena käytettiin tavallista pöytätietokonetta Windows-käyttöjärjestelmällä ja orjakoneena ylimääräisistä toiminnoista riisuttua ja reaaliaikaisen simulointiohjelman pyörittämiseen alustettua tietokonetta. Isäntäkone oli yhteydessä orjakoneeseen Ethernet-kaapelin välityksellä. Orjakone toimi varsinaisen mittauksen ohjaajana, asemasäätimenä ja mittausdatan kerääjänä.

Mittakortti toimi tietokoneen ja ulkoisen maailman välisenä rajapintana. Mittauksen aikana mittakortti muunsi antureilta tulevat analogiset jännitesignaalit digitaalisiksi ja tallensi ne orjatietokoneen muistiin. Antureiden mittaamiin tietoihin päästiin mittauksen jälkeen käsiksi isäntätietokoneella. Mittausdata siirrettiin orjatietokoneelta isäntätietokoneelle Ethernet-yhteyden avulla, jolloin voitiin aloittaa mitatun datan validointi ja analysointi. Jännitesignaalit skaalattiin fysikaalisia suureita vastaaviksi lukuarvoiksi Simulink-mallissa lähettimien teknisten tietojen avulla. Esimerkiksi, jos painelähtetimen ulostulo oli 0-10 V ja tiedettiin sen mittavälin olevan 0-250 baaria, kerrottiin lähtetimen mittaama jännitearvo 250/10 (bar/V). Lämpötilaa mittaavissa lähtetimissä mittaväli ei alkanut nolasta, joten kaava oli hieman erilainen. Esimerkiksi 1-5 V antavan lämpötilalähtetimen tulokset, jonka mittaväli oli -50-150 °C, muutettiin lämpötilalukemaksi kertomalla lähtetimen mittaama jännitearvo 200/4 (°C/V) ja vähentämällä siitä 100 (°C). Lämpötilalähtetimien ulostulo oli virtasignaalina, joten anturin virtapiiriin asennettiin tarkkuusvastus muuntamaan ulostulo mittakortille sopivaksi jännitesignaalksi. Alla olevassa taulukossa 3 on koottuna mittauksessa käytetyt mittakortit ja ohjelmistot.

Taulukko 3. Mittausjärjestelmässä käytetyt mittakortit ja ohjelmistot.

Komponentti	Tekniset tiedot
Mittakortti antureille: NI 6031E	Sisääntulo: ± 10 V Näytteenottotaajuus: 100 kS/s Sisääntulojen määrä (analog): 64 Resoluutio: 16 bit
Mittakortti ohjaukselle: NI 6221	Ulostulo: ± 10 V Ulostulotaajuus: 833 kS/s (max) Ulostulojen määrä (analog): 2 Resoluutio: 16 bit
Mallin rakentaminen	Versio: Matlab R2014a
Ohjaus ja datankeruu	Versio: Simulink Real-Time TM (R2014a)
Tulosten analysointi	Versio: Matlab R2017b

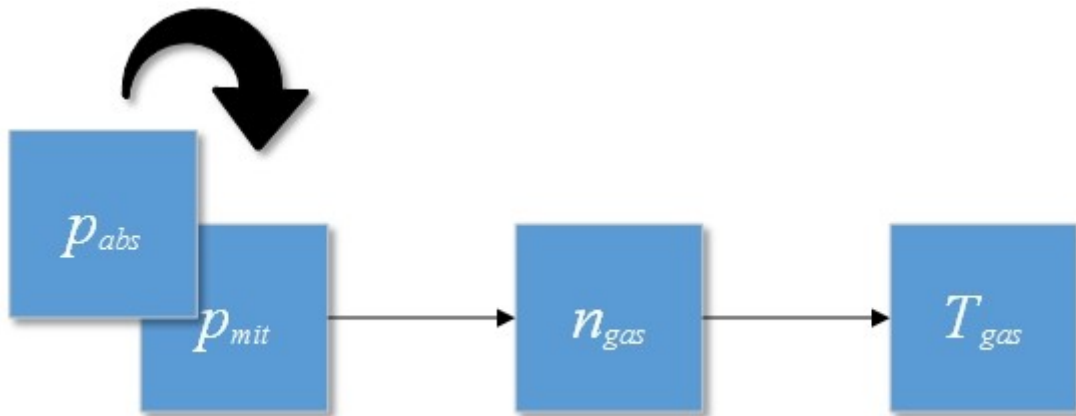
4 Mitatun datan validointi ja termisen aikavakion laskenta-algoritmi

Tässä työssä mittausdatan analysointiin käytettiin Matlab R2017b -ohjelmaa. Mitatun datan prosessointi voidaan jakaa kolmeen eri vaiheeseen alla olevan kuvan 11 mukaan.



Kuva 11. Mitatun datan prosessointi tuloksiksi.

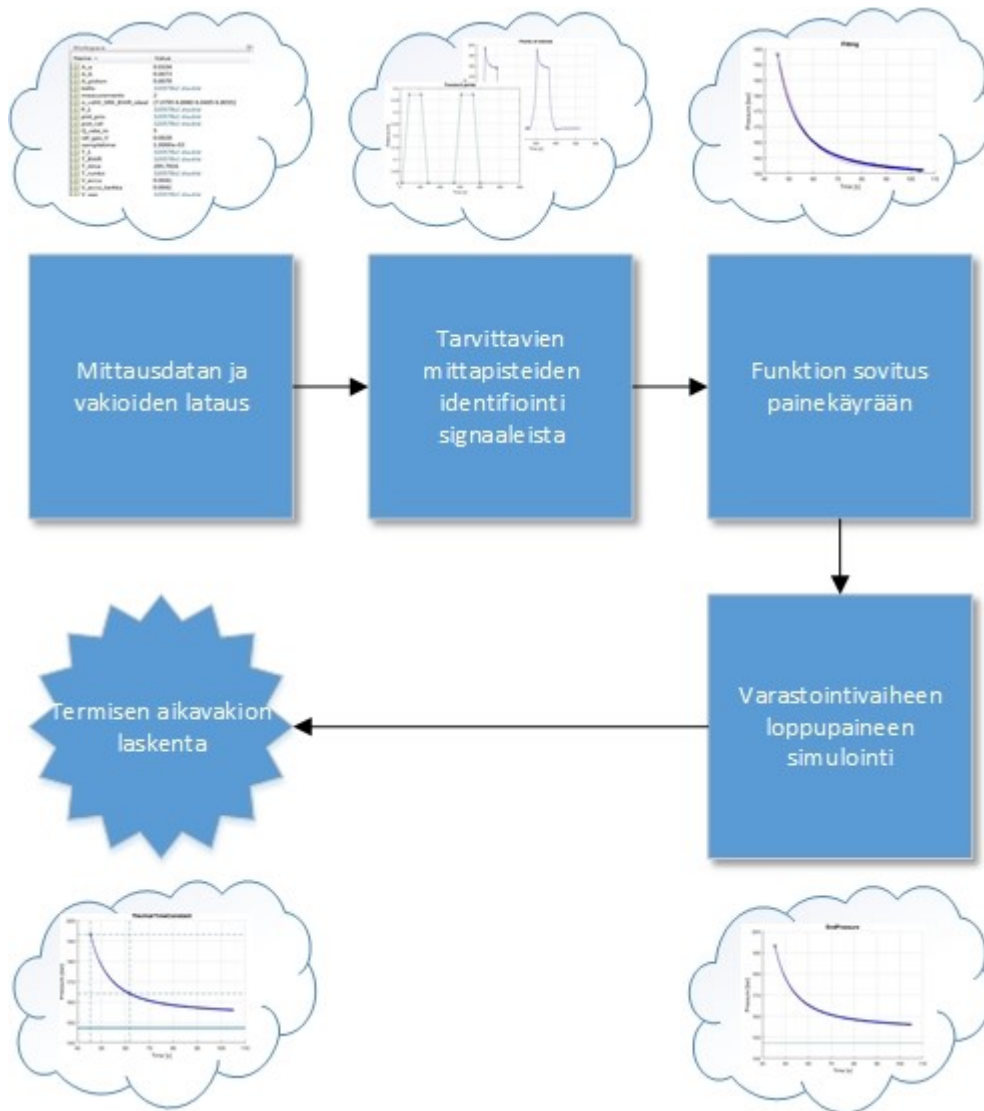
Aluksi mittausdata validoitiin, sitten mittausdata-tiedostoista laskettiin termiset aikavakiot ja lopuksi tulokset esiteltiin kuvaajien avulla. Alla oleva kuva 12 esittää mittausdatan validointia, jossa laskenta-algoritmin vaatimat puuttuvat parametrit lisättiin mittaustiedostoihin.



Kuva 12. Mittausdatan validointi laskentaa varten.

Mittaustiedostoista puuttuivat kaasun absoluuttinen paine, ainemäärä sekä keskilämpötila. Absoluuttinen paine saatiin vertaamalla paineanturin mittaamaa suhteellista painetta normaalissa ilmanpaineessa mitattuun paineeseen. Paineanturin mittaustulokseen lisättiin siis ilmanpaine. Seuraavaksi kaasun ainemäärä laskettiin päivän ensimmäisen mittauksen alusta BWR-tilanyhtälöllä käyttäen absoluuttista painetta, mitattua tilavuutta ja lämpötilaa. Ennen mittausten aloittamista systeemi oli ollut vakaassa tilassa pitkään, jolloin lämpötilanmittausta voitiin hyödyntää. Lopuksi laskettiin kaasun keskimääräinen lämpötila syklin aikana BWR-tilanyhtälöllä käyttäen absoluuttista painetta, mitattua tilavuutta ja laskettua ainemäärää. Validointi suoritettiin jokaiselle mittaukselle ja ainemäärä laskettiin uudestaan, jos esipainetta eli kaasun määrää muutettiin.

Validoinnin jälkeen mittausdata-tiedostoja voitiin käyttää laskenta-algoritmissa. Työn aikana rakennettu laskenta-algoritmi laski kustakin mittausdata-tiedostosta varastointivaiheen termisen aikavakion. Alla oleva kuva 13 esittää laskenta-algoritmin prosessikaaviota, jossa pilvien sisällä olevat kuvat havainnollistavat kutakin vaihetta.



Kuva 13. Varastointivaiheen termisen aikavakion laskenta-algoritmi.

Aluksi validoitu mittaustiedosto, tilanyhtälöiden korjauskertoimet ja muut vakiot ladattiin Matlab-ohjelman työmuistiin. Sitten laskenta-algoritmi etsi männän liikkeellelähtö- ja pysähtymiskohdat sekä muut tärkeät kohdat paine ja lämpötilasignaaleista. Tämän jälkeen laskenta-algoritmi sovitti mitattuun painekäyrään optimoidun eksponentiaalisesti laskevan käyrän, jotta termisen aikavakion kohta voitiin poimia painesignaalista kohinan seasta. Toinen vaihtoehto olisi ollut painemittauksen suodattaminen, mutta tämä olisi saattanut vääristää tulosta. Mitatun painekäyrän sovitteena käytettiin alla olevaa kaavaa

$$p_{\text{sovite}} = p_{\text{min}} + (p_{\text{max}} - p_{\text{min}})e^{-\frac{t}{\tau_0 - \tau_1}e^{\frac{t}{\tau}}}, \quad (26)$$

jossa τ_0 , τ_1 ja τ arvot optimoitiin ”fminsearch” -funktiota käyttäen siten, että soviteen ja mitatun painesignaalin välinen ero oli mahdollisimman pieni.

Tämän jälkeen laskenta-algoritmi laski varastointivaiheen lopullisen paineen BWR-tilanyhtälöllä käyttäen loppulämpötilana ympäristön lämpötilaa, koska tehtyjen mittauksien varastointivaiheessa lämpötila ja siten myös paine ei ehtinyt laskea lopulliseen arvoonsa. Näiden tietojen avulla algoritmi pystyi laskemaan kullekin mittaukselle varastointivaiheen termisen aikavakion. Laskenta-algoritmiin lisättiin myöhemmin vielä hyötysuhteen ja lämmönsiirtomiskertoimen laskenta, sekä Otisin ja Pourmovahedin dimensiottoman aikavakion [9] ja Rotthäuserin tutkimuksissa [11] käytetyn kaavan avulla laskettu terminen aikavakio.

Otisin ja Pourmovahedin dimensiottoman aikavakion avulla laskettu terminen aikavakio saadaan kaavasta

$$\tau_{Otis} = \frac{\tau^* * n * M * C_v * Z^2}{V_g * k}, \quad (27)$$

jossa τ^* on Otisin ja Pourmovahedin tutkimuksissa määritetty dimensioton aikavakio [9], M on kaasun molaarinen massa ja Z on paineakun rungon pituus.

Rotthäuserin tutkimuksissa käytetty kaava termiselle aikavakiolle on

$$\tau_{Rott} = 0,3 * p_0 * 10^{-5} * V_g^{0,33} + 86,2 * V_g^{0,49}. \quad (28)$$

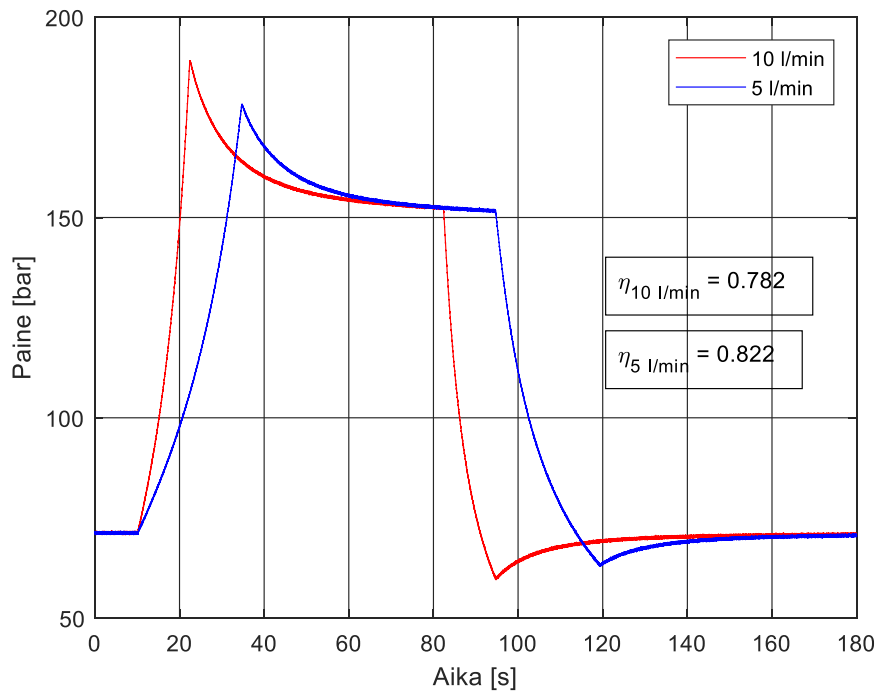
Laskenta-algoritmi käännettiin lopulta funktiomuotoon, jolloin sitä pystyttiin käyttämään helposti eri mittauksien parametreilla. Käymällä kaikki mittaukset läpi for-silmukalla saatiin laskenta-algoritmillä kunkin mittauksen terminen aikavakio samaan matriisiin. Näin kaikkien mittauksien tuloksia voitiin vertailla ja esitellä helposti samoissa kuvaajissa.

5 Tulokset ja pohdinnat

Tämä luku sisältää paineakun hyötysuhdeanalyysin, kaasun tilanyhtälöiden tarkkuusanalyysin, mäntäpaineakun termisen aikavakion kokeellisen määrittämisen ja konvektiomallin vertailun toteutettuihin mittauksiin. Luvussa 5.1 esitellään paineakun hyötysuhteeseen vaikuttavia tekijöitä. Luvussa 5.2 vertaillaan ideaalikaasun, VdW:n, SRK:n ja BWR:n tilanyhtälöiden tarkkuuksia mittaolosuhteissa. Luvussa 5.3 esitellään mittauksista kuvan 3 mukaan lasketut termiset aikavakiot. Luvussa 5.4 vertaillaan konvektiomallia todellisen kaasun käyttäytymiseen.

5.1 Paineakun hyötysuhteen analysointi

Paineakun hyötysuhteeseen voi vaikuttaa esimerkiksi latausnopeus, kaasutilan lämpöeristys, lämpökapasiteetti ja esipaineen suuruus. Alla olevassa kuvassa on kaksi eri tilavuudenmuutosnopeudella toteutettua työsykliä ja niistä lasketut hyötysuhteet. Mittauksien tilavuudenmuutokset sekä esipaineet ovat yhtä suuria.



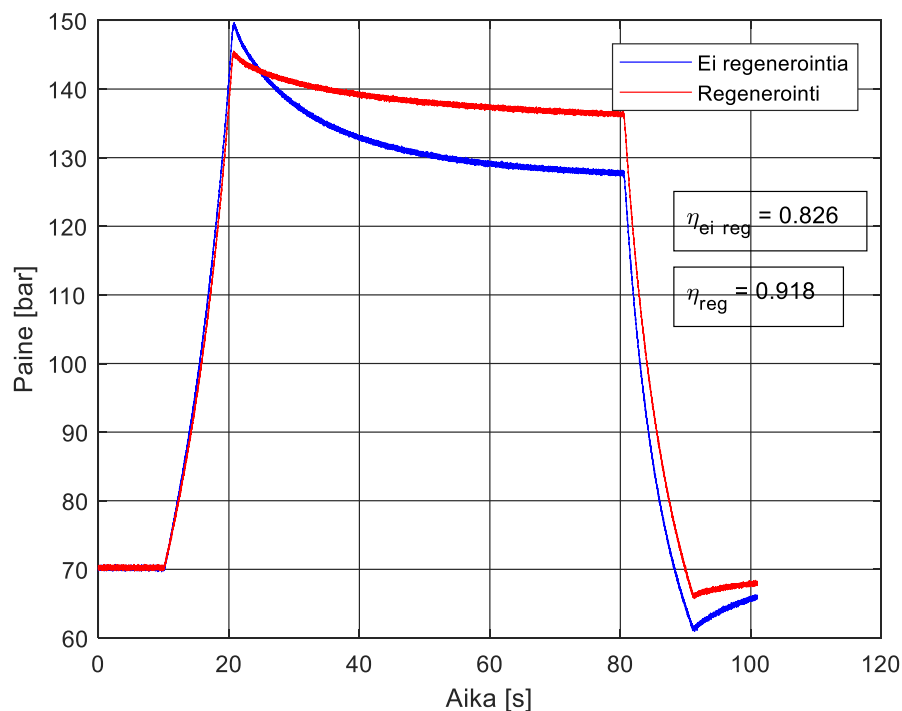
Kuva 14. Tilavuudenmuutosnopeuden vaikutus paineakun hyötysuhteeseen. Mittaukset: $\Delta V = 2,05 \text{ l}$.

Nopeampi paineakun lataus ja purku on esitetty kuvassa 14 punaisella ja hitaampi sinisellä. Kuvasta 14 huomataan, että mitä nopeammin paineakku ladataan, sitä korkeammalle paine-
huippu nousee. Tällöin myös paineakun lataamiseen on jouduttu käyttämään enemmän ener-
giaa. Nopeammassa latauksessa on korkeampi painehuippu, koska kaasun lämpötila nousee
korkeammalle. Korkeampi lämpötila on seurausta lyhyestä lämmönsiirtymisajasta latausvai-
heen aikana. Vaikka nopeamman liikkeen aikana lämpö siirtyy tehokkaammin, ei se ole te-
hostunut suhteessa niin paljon, että se näkyisi kuvassa 14. Kaasun lämpötila pyrkii aina ta-
soittumaan ympäristön lämpötilan tasolle, minkä takia molempien mittauksien varastointi-
vaiheessa paineet lähestyvät samaa arvoa. Pitkän varastointivaiheen jälkeen molemmissa ta-
pauksissa on siis saatavilla sama määrä energiaa, mutta nopeampaan lataukseen on käytetty

enemmän energiaa. Mikäli lataus- ja purkuvaiheen välillä on merkittävän mittainen varastointivaihe hitaalla latauksella päästään parempiin hyötysuhteisiin. Jos purkuvaihe voidaan aloittaa heti latauksen jälkeen, nopea lataaminen voi olla myös todella hyvä.

Toinen tapa vaikuttaa paineakun hyötysuhteeseen latausnopeuden lisäksi on paineakun kaasutilan lämpöeristys. Huonosti eristetyssä paineakussa lämmönsiirto on nopeaa, jolloin lähestytään isotermistä tapausta. Lämmön nopean siirtymisen takia latausvaiheen jälkeinen painehuippu on matalampi ja näin myös varastointivaiheen lämpöhäviö on pienempää. Lisäksi lataus voidaan toteuttaa pienemmällä määrällä energiaa. Kaasun ylimääräinen lämpöenergia menetetään kuitenkin nopeasti varastointivaiheen aikana. Purkuvaiheessa huono lämpöeristys vastaavasti lieventää paineen alenemista, koska kaasu saa nopeammin lämpötäydennystä rungosta sen lämpötilan laskiessa rungon lämpötilaa matalammaksi. Paineakun kaasutilan lämpöeristykseen vaikuttaminen on käytännössä kuitenkin haastavaa. Yhteenvedona prosessille, jossa on merkittävän pitkä varastointivaihe, voidaan todeta, että hyötysuhteen kannalta olisi hyvä, jos kaasu lämpenisi mahdollisimman vähän puristuksen aikana, lämpöhäviö olisi mahdollisimman pieni varastointivaiheen aikana ja paisunnan aikana kaasu jäähtyisi mahdollisimman hitaasti. Kaasun lämpötilaan vaikuttavat sen tilavuuden muuttuminen ja sitä ympäröivän rungon lämpötila.

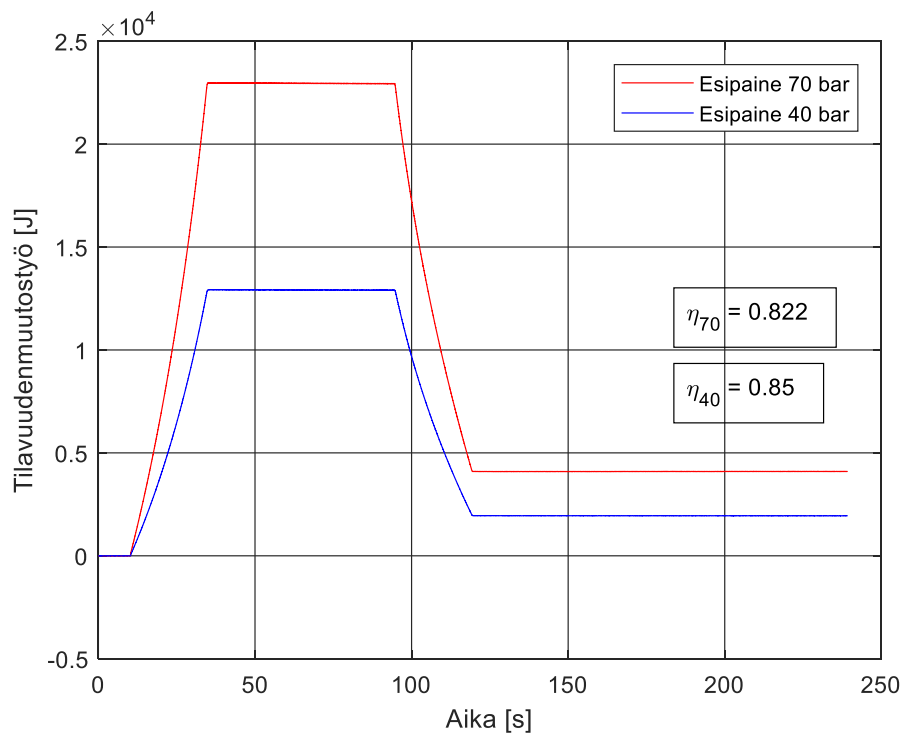
Kolmas tapa vaikuttaa hyötysuhteeseen on nostaa paineakun kaasutilan lämpökapasiteettia. Tämä voidaan toteuttaa lisäämällä kaasutilaan korkean ominaislämpökapasiteetin omaavaa materiaalia. Suuremmalla lämpökapasiteetilla kaasun lämpötila ei nouse niin korkealle latausvaiheen aikana, koska suuri osa lämpöenergiasta varastoituu kaasun sisällä olevaa regenerointimateriaaliin [1]. Alla oleva kuva esittää kyseistä ilmiötä.



Kuva 15. Kaasutilavuuden lämpökapasiteetin vaikutus paineakun hyötysuhteeseen. Mittaus: $\Delta V = 3,5 \text{ l}$ ja $q = 20 \text{ l/min}$.

Kuvassa 15 sininen käyrä on referenssimittauksesta ilman regenerointimateriaalia ja punainen käyrä regenerointimateriaalin kanssa. Mittauksia verratessa huomataan selkeä ero huippupaineissa sekä varastointivaiheiden lämpöhäviöissä. Regenerointimateriaalia käytettäessä huippupaine on matalampi ja varastointivaiheen lämpöhäviö on hitaampaa. Molemmat näistä parantavat hyötysuhdetta, mikäli varastointivaihe on pitkä. Huippupaine on alhaisempi, koska kaasun keskilämpötila pysyy matalana regenerointimateriaalin varastoidessa lämpöenergiaa itseensä. Lämpöhäviö on hidasta, koska regenerointimateriaali rupeaa luovuttamaan lämpöenergiaa, kun kaasun lämpötila laskee regenerointimateriaalin lämpötilaa matalammalle tasolle. Käyttämällä regeneroinnissa materiaalia, jolla on suuri pinta-ala suhteessa massaansa, päästään vielä parempiin hyötysuhteisiin suuren lämmönsiirtopinta-alan ansiosta.

Mittausten perusteella myös paineakun esipaineella näyttäisi olevan pieni vaikutus hyötysuhteeseen siten, että matalammassa esipaineessa hyötysuhde olisi hieman korkeampi, mikäli tilavuudenmuutos on sama. Tästä ei voida kuitenkaan tehdä varmoja johtopäätöksiä, sillä mittauksien hyötysuhteiden erot olivat pieniä ja vertailtavissa olevien mittauksien lukumäärä oli vähäinen. Lisäksi mittauksien varastointivaiheessa paine ja lämpötila eivät kerenneet laskea aivan lopullisiin arvoihin. Alla olevassa kuvassa nähdään tilavuudenmuutostyö eri esipaineilla tilavuudenmuutoksen suuruuden ollessa yhtä suuri.



Kuva 16. Paineakun esipaineistuksen vaikutus hyötysuhteeseen. Mittaus: $\Delta V = 2,05 \text{ l}$ ja $q = 5 \text{ l/min}$.

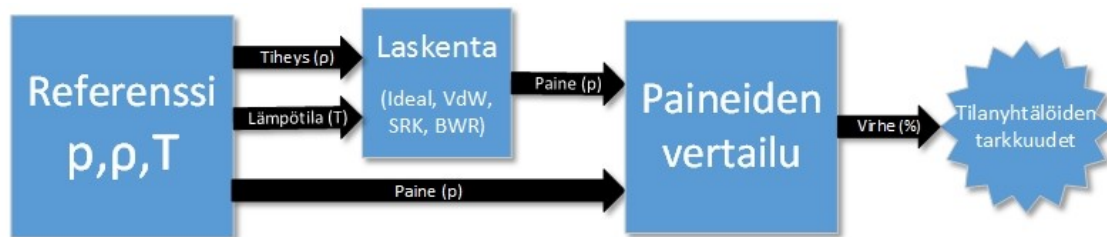
Kuva 16 esittää kaavalla 3 laskettua tilavuudenmuutostyötä eli latausvaiheessa systeemiin tehtyä työtä ja purkuvaiheessa systeemin tekemää työtä. Latausvaiheessa käytetään energiaa kaasun puristamiseen, mikä nähdään kuvan 16 huippuarvosta. Purkuvaiheessa kaasun laajetessa saatu hyödynnettävä energia voidaan laskea huippuarvon ja loppuarvon erosta. Kuvasta 16 nähdään, että suuremmalla esipaineella pystytään varastoimaan enemmän energiaa tilavuudenmuutokseen nähden, mutta hyötysuhde ei juurikaan muutu.

5.2 Kaasun tilanyhtälöiden tarkkuusanalyysi

Kaasun tilaa kuvaavat yhtälöt ovat empiirisiä malleja. Niitä on kehitetty useita ja ne vaihtelevat tarkkuudessa sekä laajuudessa. Simulointia varten on hyvä määrittää, mikä kyseisistä kaasun tilanyhtälöistä antaa tarkimman tuloksen käytetyille kaasulle mittausolosuhteissa. Tässä kappaleessa vertaillaan ideaalikaasun, VdW:n, SRK:n ja BWR:n tilanyhtälöitä.

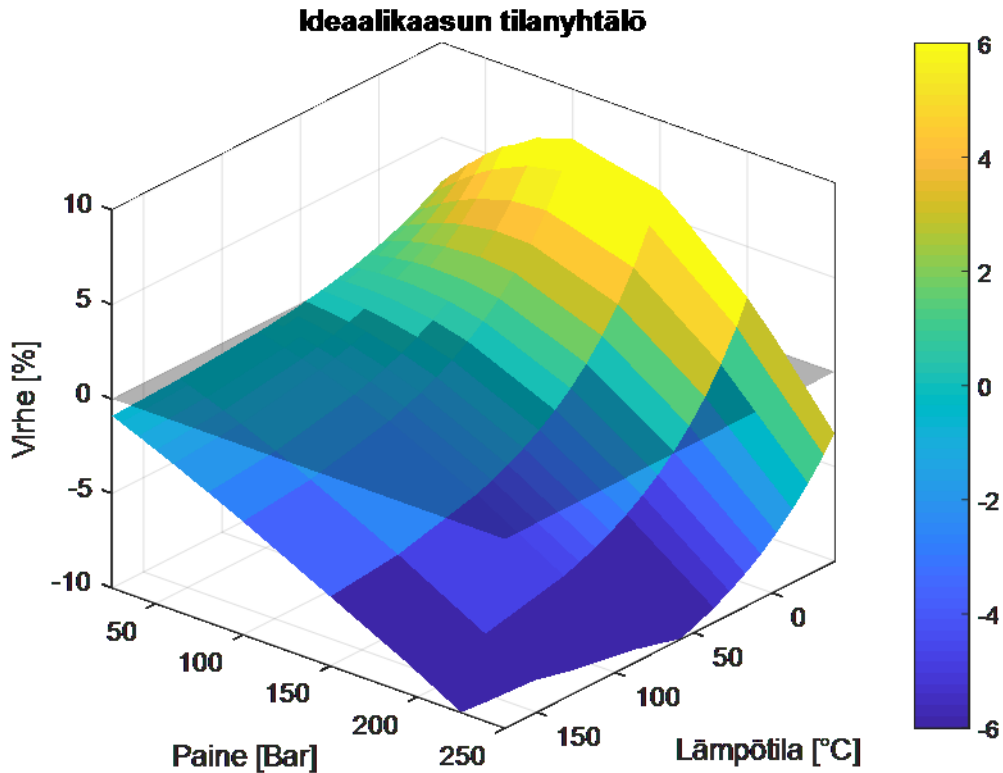
Vertailun raja-arvot määritettiin mittauksien aikana vaihtelevista kaasun paineen ja lämpötilan arvoista. Typpikaasun mitattu paine vaihteli 31,9 – 240,1 baarin välillä ja mitattu lämpötila 18,4 – 96,7 °C välillä. Kuten kappaleessa 3.2.2 todettiin, lämpötilanmittaus ei vastannut kaasun keskilämpötilaa, joten tilanyhtälövertailussa käytettiin painemittauksesta estimoitua lämpötilaa. BWR-tilanyhtälön mukaan kaasun keskimääräinen lämpötila vaihteli -40,1 – 155,1 °C välillä.

Näiden raja-arvojen perusteella voitiin määrittää kaasun tilanyhtälöiden tarkkuudet mittausolosuhteissa. Tarkkuudet laskettiin vertaamalla tilanyhtälöiden antamia tuloksia tarkkoihin typpikaasun referenssiarvoihin. Referenssiarvoina käytettiin vuonna 2000 julkaistua typpikaasun p, ρ, T -taulukkoa [34]. Alla olevassa kuvassa 17 on esitetty tilanyhtälöiden tarkkuusanalyysin lohkokaavio.



Kuva 17. Tilanyhtälöiden tarkkuusanalyysin lohkokaavio.

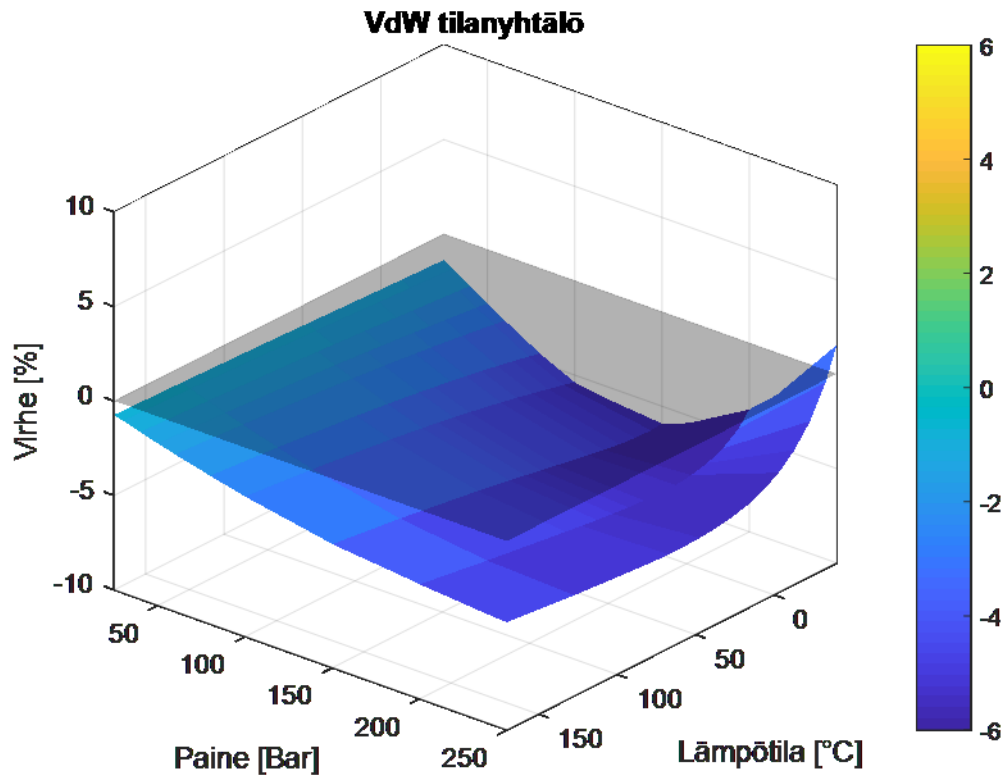
Referenssitaulukosta poimittiin typpikaasun paine p , molaarinen tiheys ρ ja lämpötila T . Vertailu toteutettiin Matlabilla, jossa laskenta-algoritmi laski tilanyhtälöiden antamat paineet käyttäen typen molaarista tiheyttä ja lämpötilaa. Tilanyhtälöiden antamia paineita verrattiin referenssitaulukosta poimittuun todelliseen paineeseen. Laskenta toteutettiin koko mittausalueella noin 10 baarin ja 10 °C:n välein. Tulokseksi saatiin eri tilanyhtälöillä laskettujen paineiden poikkeamat kaasun todellisesta paineesta. Poikkeamia esitetään alla olevissa kuvissa prosentuaalisesti (Kuva 18, 19, 20 ja 21). Negatiivinen virhe kertoo tilanyhtälön antavan todellista painetta matalampia arvoja (sininen) ja positiivinen virhe korkeampia arvoja (keltainen). Vihreällä värillä on merkitty alueet, joissa tilanyhtälöt näyttävät todellisuutta vastaavia paineita. Kuviin on lisätty läpinäkyvä taso hahmottamaan nollavirhettä. Lopuksi taulukossa 3 on esitetty tilanyhtälöiden virheiden odotusarvot sekä maksimivirheet mittausolosuhteissa. Kuvissa on hyvä huomioda, että koetilanteissa korkeita lämpötiloja saavutetaan vain korkeilla paineilla ja matalia lämpötiloja matalilla paineilla.



Kuva 18. Ideaaliikaasun tilanyhtälön tarkkuus mittausolosuhteissa.

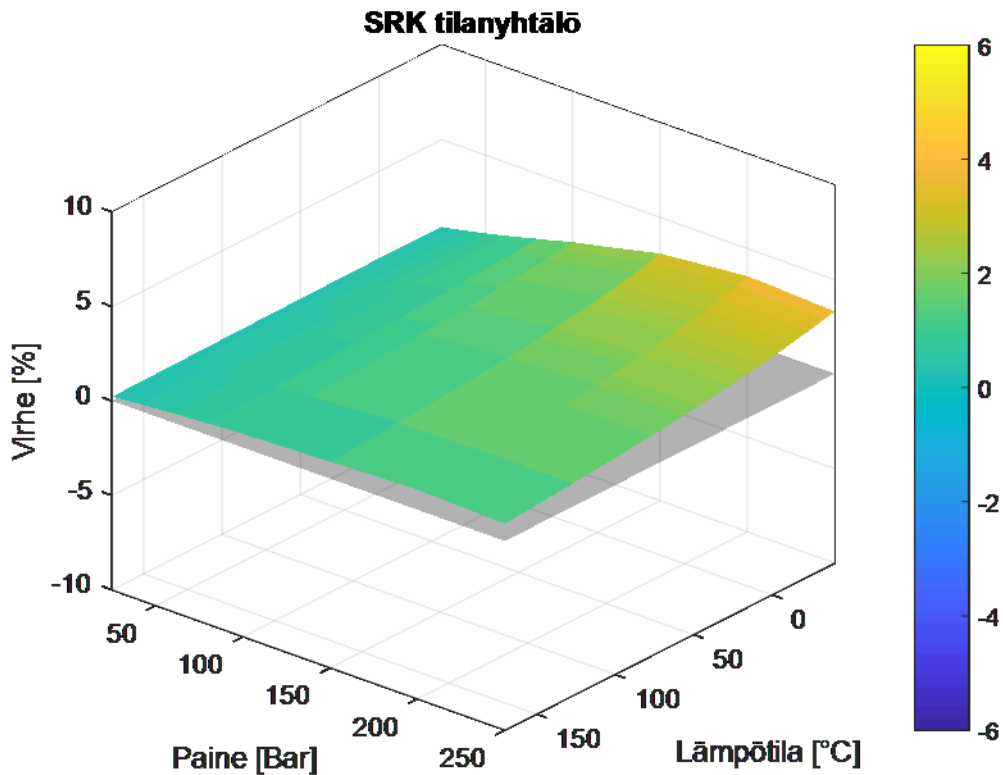
Kuvasta 18 nähdään, että ideaaliikaasun tilanyhtälö voi antaa mittausalueella todellista painetta korkeampia tai matalampia arvoja riippuen tyypikaasun paineesta ja lämpötilasta. Huomataan myös, että ideaaliikaasun tilanyhtälö on tarkimmillaan tyypikaasun paineen lähestyessä normaalia ilmanpainetta. Paineen kasvaessa ideaaliikaasun tilanyhtälön tarkkuus heikenee, jolloin myös virheen suuruus vaihtelee laajemmin lämpötilan funktiona. Korkeilla paineen arvoilla ideaaliikaasun tilanyhtälö antaa todellisuutta matalampia arvoja, mikä tarkoittaa, että ideaaliikaasun tilanyhtälön mukaan mitoitettut paineakut ovat usein alimitoitettuja. Toisin sanoen ideaaliikaasun mukaan mitoitettut paineakut saavuttavat maksimipaineensa odotettua nopeammin, jolloin koko paineakun tilavuutta ei voida hyödyntää. Puddu P. ja Paderi M. ovat tutkineet tätä tarkemmin [21].

Mittausalueella korkeissa lämpötiloissa ideaaliikaasun tilanyhtälö antaa todellisuutta matalampia arvoja ja matalissa lämpötiloissa keskimäärin todellisuutta korkeampia arvoja. Mittausalueella ideaaliikaasun tilanyhtälön keskimääräinen virhe on 2,9 % ja maksimivirhe on 11,33 %. Keskimääräinen virhe on laskettu vertailukohtien virheiden itseisarvojen keskiarvona.



Kuva 19. *VdW tilanyhtälön tarkkuus mittausolosuhteissa.*

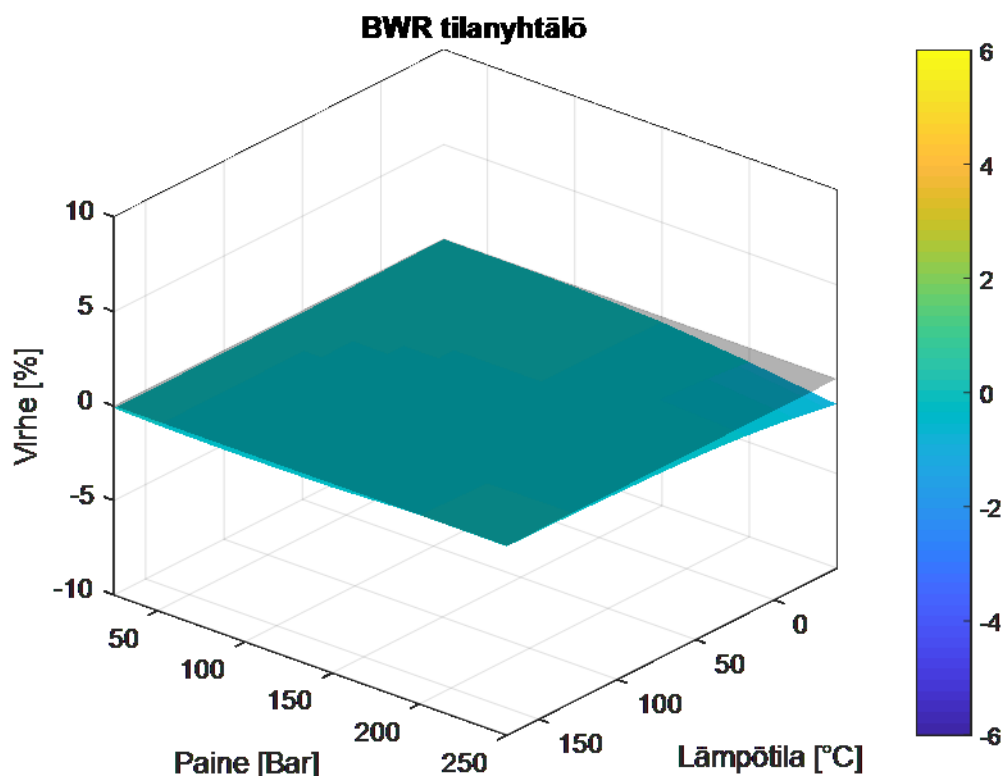
Kuvasta 19 nähdään, että VdW-tilanyhtälö antaa lähes koko mittausalueella todellisia paineita matalampia paineita. Ideaalikaasun tilanyhtälön tavoin VdW tarkentuu paineen lähestyessä normaalia ilmanpainetta. VdW-tilanyhtälön virhe ei ole yhtä herkkä lämpötilanmuutokselle verrattuna ideaalikaasun tilanyhtälöön. Mittausalueella VdW:n tilanyhtälön keskimääräinen virhe on 3,09 % ja maksimivirhe on 5,99 %.



Kuva 20. SRK tilanyhtälön tarkkuus mittausolosuhteissa.

Kuvasta 20 nähdään, että SRK-tilanyhtälö antaa koko mittausalueella todellista painetta korkeampia arvoja. Ideaalikaasun ja VdW -tilanyhtälöiden tavoin myös SRK-tilanyhtälö tarkentuu kaasun paineen lähestyessä normaalia ilmanpainetta. Mittausalueella SRK-tilanyhtälö on selvästi ideaalikaasun ja VdW -tilanyhtälöitä tarkempi keskimääräisen virheen ollessa 1,21 % ja maksimivirheen ollessa 3,62 %.

Voidaan myös todeta, että SRK-yhtälön maksimivirheen alue on hyvin epätodennäköinen, koska koetilanteessa kaasun alhaiset lämpötilat esiintyvät paineakun purkamisen aikana, jolloin paine on suhteellisen matala. Vastaavasti korkeat lämpötilat esiintyvät korkeilla paineilla. Koetilanteessa kaasun ominaisuudet vaihtelevat siis alueilla, joilla SRK-yhtälö on tarkimmillaan.



Kuva 21. BWR tilanyhtälön tarkkuus mittausolosuhteissa.

Kuvasta 21 nähdään, että BWR-tilanyhtälö on mittausalueella analysoiduista tilanyhtälöistä selvästi tarkin. BWR-tilanyhtälö antaa lievästi todellista painetta matalampia paineita. Pienen virheen ansiosta BWR-tilanyhtälöä hyödynnettiin tämän työn laskenta-algoritmeissa ja simulointimalleissa. Mittausalueella BWR-tilanyhtälön keskimääräinen virhe on 0,21 % ja maksimivirhe on 1,38 %. Kuvasta 21 huomataan, että myös BWR-yhtälön maksimivirheen alue on koetilanteeseen nähden epätodennäköisellä alueella. Tilanyhtälöiden tarkkuudet mittausolosuhteissa on koottuna taulukkoon 3.

Taulukko 3. Tilanyhtälöiden tarkkuudet mittausolosuhteissa.

Tilanyhtälö	Virheen odotusarvo [%]	Maksimivirhe [%]
Ideal	2,90	11,33
VdW	3,09	5,99
SRK	1,21	3,62
BWR	0,21	1,38

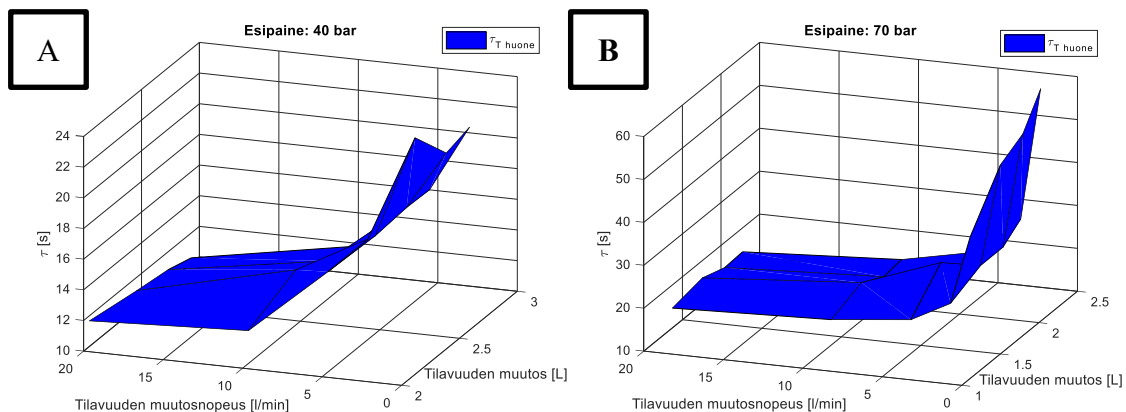
Yhteenvetona voidaan todeta, että BWR-tilanyhtälö on koko mittausalueella SRK:n, VdW:n ja ideaalikaasun tilanyhtälöitä tarkempi. Tilanyhtälöitä tarkasteltiin 25-250 baarin ja -43-177 °C (230-450 K) välillä. Typpikaasun simulointimalleihin, joissa paine ja lämpötila vaihtelevat laajasti, voidaan suositella BWR-tilanyhtälöä. BWR-tilanyhtälön kaava on melko monimutkainen, mutta siihen löytyy kaasukohtaisia valmiiksi optimoituja parametreja. Esimer-

kiksi tässä työssä on käytetty samoja typpikaasun korjauskertoimia kuin Otisin ja Pourmova-hedin tutkimuksissa [28]. Käytettyjen korjauskertoimien lukuarvot ovat koottuna liitteessä 1. Yksinkertaisempia tilanyhtälöitä voidaan käyttää, jos muutaman prosentin virhemargi-naali sallitaan.

5.3 Mäntäpaineakun termisen aikavakion kokeellinen määrittäminen

Mäntäpaineakun termisen aikavakion kokeellisessa määrittämisessä on useita tekijöitä, jotka vaikuttavat tuloksiin. Näitä tekijöitä ovat esimerkiksi paineakun latauksen nopeus, puristus-suhde, esipaineistus, varastointivaiheen pituus ja kaasun sekä rungon lämpötilat mittauksen alussa. Tässä työssä mitattiin latausnopeuden, puristussuhteen ja esipaineistuksen vaikutusta termiseen aikavakioon. Liitteeseen 4 on koottuna tarkat lukuarvot mittauksista lasketuille termisille aikavakioille. Tässä kappaleessa tulokset esitellään kuvaajien avulla.

Alla olevassa kuvassa on esitetty termisen aikavakion riippuvuus latausnopeuden ja tilavuudenmuutoksen suhteen kahdessa eri esipaineessa.



Kuva 22. Äärettömän pitkän varastointivaiheen terminen aikavakio tilavuudenmuutosnopeuden ja puristussuhteen suhteen.

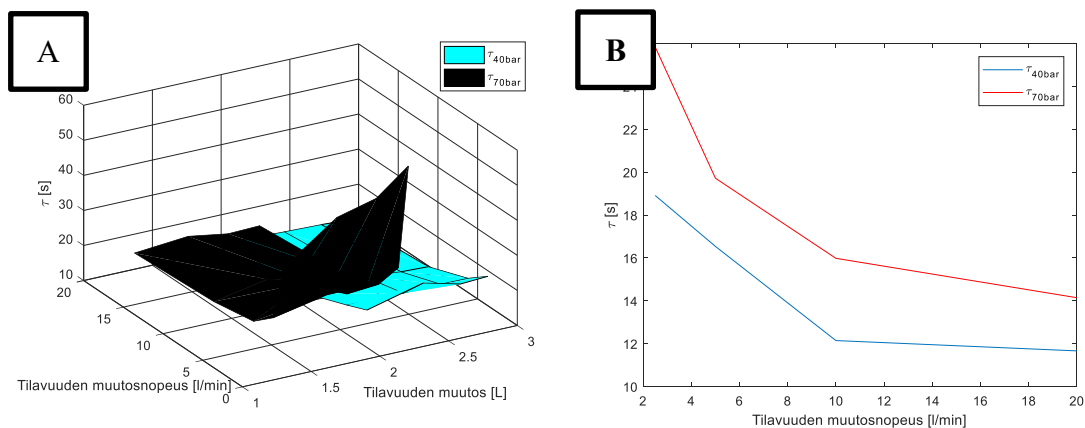
Äärettömän pitkällä varastointivaiheella tarkoitetaan, että varastointivaiheen loppupaine on laskettu BWR-tilanyhtälöllä lämpötilan ollessa ympäristön lämpötilan tasolla. Kuvien 22A ja 22B termiset aikavakiot on laskettu mittauksien painekäyristä kuvan 3 mukaan. Tuloksista nähdään, että kyseisillä raja-arvoilla paineakun latausnopeudella on suurempi vaikutus termiseen aikavakioon kuin puristussuhteella. Mitä nopeammin paineakku ladataan, sitä pienempi on terminen aikavakio. Tämä vahvistaa hypoteesia siitä, että konvektiovirtaukset olisivat voimakkaampia suuremmalla latausnopeudella, mikä nopeuttaa lämmönsiirtymistä. Aikaisemmista tutkimuksista huomataan, että termisen aikavakion pitäisi lähestyä tiettyä arvoa latausnopeutta nostettaessa [9]. Sama ilmiö voidaan huomata kuvan 22B mittaustuloksista. Tämä viittaa siihen, että lämmönsiirtymistä ei voida nopeuttaa loputtomasti pelkkää latausnopeutta kasvattamalla. Tämä olisi kuitenkin hyvä varmistaa tekemällä mittauksia erityin nopeista puristus- ja paisuntavaiheista.

Puristussuhdetta kasvattamalla lämmönsiirtopinta-ala pienenee, mikä voisi viitata suurempaan termiseen aikavakioon luvussa 2.5 esitetyn kaavan 20 perusteella. Kuviiin 22A ja 22B koottujen mittaustuloksien perusteella näyttää kuitenkin siltä, että puristussuhteella ei olisi

suurta merkitystä termisen aikavakion suuruuteen. Tämä voi johtua siitä, että puristussuhteen kasvaessa pienenevän lämmönsiirtopinta-alan vaikutusta kompensoi korkeammalle noussut kaasun paine. Lämmönsiirtoon perustuvissa tutkimuksissa on todettu, että lämmönsiirtokerroin h kasvaa kaasun paineen kasvaessa tehden lämmönsiirtymisestä intensiivisempää [35].

Kuvien 22A ja 22B tuloksissa esiintyy muutama poikkeama, jotka ovat mittauksien alkutilanteiden eron aiheuttamia. Esimerkiksi kuvassa 22B 5 l/min ja 1,75 l kohdalla huomataan termisen aikavakion trendistä poikkeavan suuri aikavakio. Tämän syynä on todennäköisesti poikkeuksellisen lyhyt odotusaika kyseisen mittauksen toteutuksessa, jolloin kaasun ja rungon alkulämpötilat olivat vielä turhan korkealla edellisen mittauksen jäljiltä.

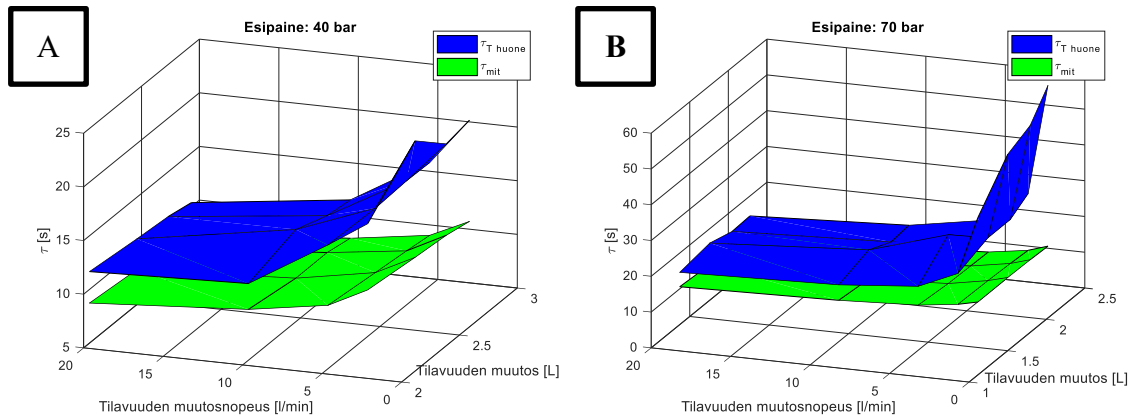
Esipaineen nostaminen lisää paineakun kaasutilassa olevaa kaasumassaa, joka kaavan 20 mukaan antaisi suurempia termisen aikavakion arvoja. Tämä voidaan vahvistaa tehdyillä mittauksilla. Alla olevassa kuvassa nähdään esipaineistuksen vaikutus termiseen aikavakioon.



Kuva 23. Esipaineistuksen vaikutus termiseen aikavakioon. Mittaukset: $\Delta V = 2.05$ l.

Kuvassa 23A mustan tason (τ_{70bar}) termisen aikavakion arvot ovat mittauksista, joissa esipaine oli 70 baaria. Vaaleansininen taso (τ_{40bar}) on 40 baarin mittauksista. Kuva 23B sisältää mittaukset, joissa on toteutettu samanlainen liike eri esipaineissa. Tuloksista huomataan selkeästi, että korkeilla esipaineilla on suurempi terminen aikavakio. Lämmön johtuminen pois kaasutilavuudesta kestää siis pidempään korkeilla esipaineilla.

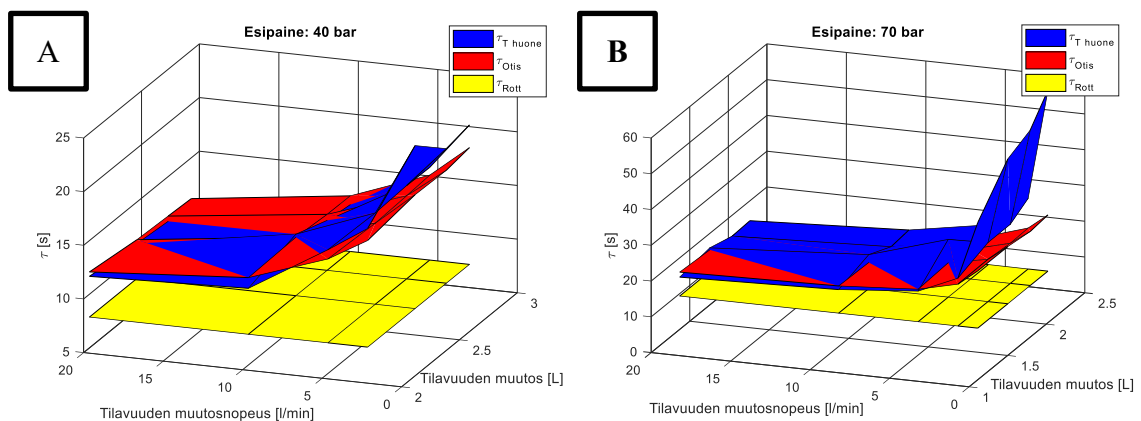
Varastointivaiheen pituudella, josta terminen aikavakio lasketaan, on myös vaikutusta sen arvoon. Jotta tulokset olisivat mahdollisimman vertailukelpoisia, termiset aikavakiot on laskettu äärettömän pitkistä varastointivaiheista. Alla olevassa kuvassa nähdään, miten minuutin mittaisesta varastointivaiheesta laskettu aikavakio poikkeaa äärettömän pitkästä varastointivaiheesta.



Kuva 24. Varastointivaiheen pituuden vaikutus termisen aikavakion arvoon.

Kuvissa 24A ja 24B sininen taso ($\tau_{T\text{ huone}}$) vastaa painekäyrästä äärettömän pitkällä varastointivaiheella laskettuja termisiä aikavakioita ja vihreä taso (τ_{mit}) vastaa minuutin mittaisesta varastointivaiheesta laskettuja termisiä aikavakioita. Kuvista 24A ja 24B huomataan, että terminen aikavakio on pienempi, jos se on laskettu lyhyemmästä varastointivaiheesta. Toisin sanoen, jos kaasun ja rungon lämpötilan ei anneta laskea varastointivaiheessa ympäristön lämpötilan tasolle ja aikavakio lasketaan mitatusta varastointivaiheen loppupaineesta, terminen aikavakio saa todellista matalampia arvoja. Jotta termisen aikavakion arvoja voisi vertailla eri paineakkujen välillä, onkin tärkeää, että mittauksien alku- ja loppulämpötilat ovat samalla tasolla. Kuten aikaisemmin mainittiin, tässä työssä käytettiin äärettömän pitkää varastointivaihetta, jossa loppupaine laskettiin BWR tilanyhtälöllä.

Terminen aikavakio laskettiin myös Otisin ja Pourmovahedin [9] sekä Rotthäuserin [11] tutkimuksissa johdetuilla kaavoilla 27 ja 28. Tuloksia vertailtiin äärettömän pitkästä varastointivaiheesta laskettuihin aikavakioihin. Alla olevasta kuvasta nähdään näillä kolmella eri tavalla laskettujen termisten aikavakioiden täsmällisyys.



Kuva 25. Otisin ja Pourmovahedin sekä Rotthäuserin tutkimuksissa johdettujen kaavojen ja äärettömän pitkästä varastointivaiheesta laskettujen aikavakioiden täsmällisyys.

Kuvissa 25A ja 25B sininen taso ($\tau_{T\text{ huone}}$) vastaa kuvan 3 mukaan äärettömän pitkällä varastointivaiheella laskettua aikavakioita, punainen taso (τ_{Otis}) vastaa Otisin ja Pourmovahedin johtamaa aikavakion kaavaa ja keltainen taso (τ_{Rott}) vastaa Rotthäuserin johtamaa aikavakion kaavaa. Kuvien 25A ja 25B tuloksista huomataan, että kuvan 3 mukaan lasketut

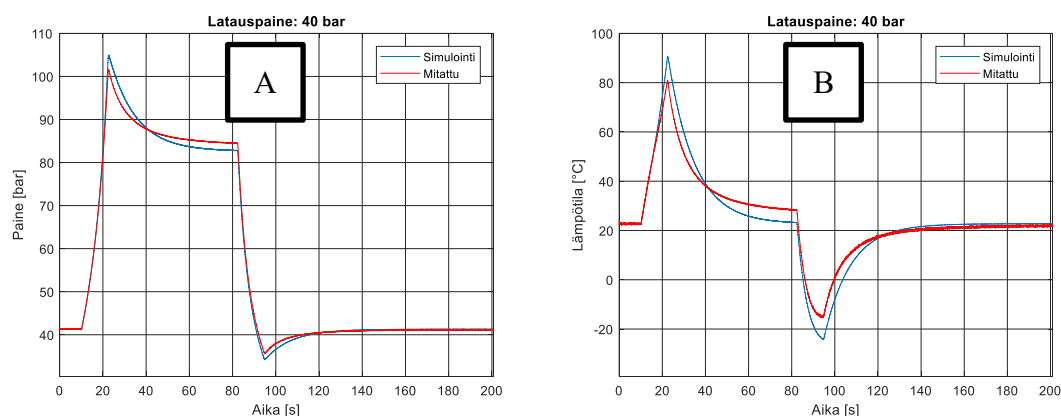
aikavakiot vastaavat melko hyvin Otisin ja Pourmovahedin tutkimuksissa johdetulla kaavalla laskettuja arvoja. Yksinkertaisemmalla Rothhäuserin kaavalla ei päästy yhtä lähelle kuvan 3 mukaan laskettuja arvoja. Yllä esitettyjä termisen aikavakion arvoja voidaan käyttää esimerkiksi tarkkojen simulointimallien luomiseen tai paineakkujen lämpöhäviöiden vertailuun.

5.4 Konvektiomallin tarkkuus

Työssä käytetty simulointimalli rakennettiin Matlabin Simulink-lisäosalla. Malli perustuu kaavaan 21. Liitteessä 3 on kuva tutkimuksessa käytetystä Simulink-mallista. Mallilla voidaan ennustaa paineen ja lämpötilan muutoksia, kun tilavuudenmuutosnopeus, kaasun massa, kaasun alkulämpötila, seinämän lämpötila sekä terminen aikavakio tunnetaan. Termisen aikavakion ansiosta konvektiomallista nähdään perinteisistä malleista poiketen myös varastointivaiheen aikana menetetty lämpöenergia.

Tässä kappaleessa vertaillaan konvektiomallia muutamaan mittaukseen sekä muihin malleihin, joista nähdään mallin tarkkuus. Tämän tutkimuksen konvektiomallissa paineakun rungon lämpötila pysyy ympäristön lämpötilan tasolla. Tällä yksinkertaistuksella pitäisi olla melko pieni vaikutus varsinkin latausvaiheessa, jos se toteutetaan nopeasti, koska nopean latauksen aikana runko ei ehdi lämmetä niin voimakkaasti. Mallissa terminen aikavakio on myös oletettu vakioksi ja laskettu kuvan 3 mukaan, vaikka todellisuudessa se muuttuu hie-man olosuhteiden muuttuessa. Konvektiomallin virhe kasvaa varastointivaiheen edetessä rungon lämpötilan, kaasun ominaisuuksien ja virtauksien muuttuessa.

Alla olevassa kuvassa nähdään konvektiomallin tarkkuus käyttäen kuvan 3 mukaan laskettua termisen aikavakion arvoa.

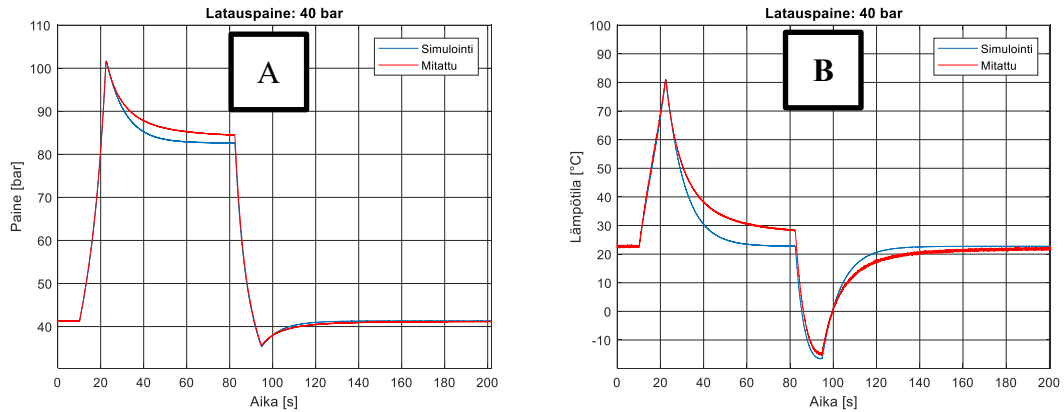


Kuva 26. Paineakun lataus- ja purkusyklin simulointi varastointivaiheesta lasketulla (vakio-olla) termisellä aikavakiolla. Mittaus: $\Delta V = 2,05 \text{ l}$ ja $q = 10 \text{ l/min}$.

Kuvassa 26 simuloinnin terminen aikavakio on 12,15 s. Kuvasta 26 huomataan, että latausvaiheessa konvektiomallin (sininen käyrä) paine ja lämpötila nousevat hieman mitattua korkeammalle ja purkuvaiheessa ne laskevat matalammalle. Simuloinnin lataus- ja purkuvaiheessa lämmönsiirron pitäisi olla hieman nopeampaa, jotta päästäisiin lähemmäs todellisuutta. Toisin sanoen terminen aikavakio pitäisi olla tällöin laskettua arvoa pienempi. Ero tulee siitä, että kuvan 3 mukaan laskettu arvo edustaa syklin ”keskiarvoistettua” termistä aikavakiota. Käytetty identifiointialgoritmi keskiarvoistaa aikavakion minimoimalla virhesummaa käyränsijoituksen aikana. Lataus- ja purkuvaiheen aikana kaasun sisäiset virtaukset

ovat keskimäärin varastointivaihetta voimakkaampia, mikä aiheuttaa lataus- ja purkuvaiheisiin todellisuudessa ”keskiarvoistettua” termistä aikavakiota matalamman arvon.

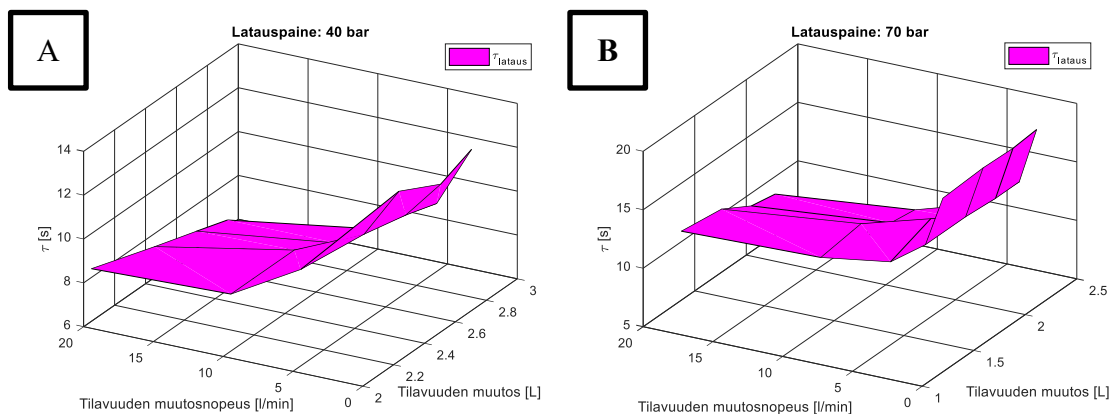
Alla olevassa kuvassa terminen aikavakio on optimoitu konvektiomallia käyttäen lataus- ja purkuvaiheen mukaan vastaamaan paremmin näiden vaiheiden lämmönsiirtoa.



Kuva 27. Paineakun lataus- ja purkusyklin simulointi lataus- ja purkuvaiheesta optimoidulla (vakioilla) termisellä aikavakiolla.

Kuvassa 27 konvektiomallin terminen aikavakio on 8,60 s. Huomataan, että nyt simuloinnin ja mittausten lataus- ja purkuvaiheet vastaavat toisiaan. Kuitenkin varastointivaiheessa simuloinnin paine ja lämpötila saavuttavat nopeammin loppuarvonsa verrattuna mittaukseen. Ero johtuu siitä, että terminen aikavakio on todellisuudessa muuttuva ja se saa varastointivaiheessa suurempia arvoja verrattuna lataus- ja purkuvaiheisiin.

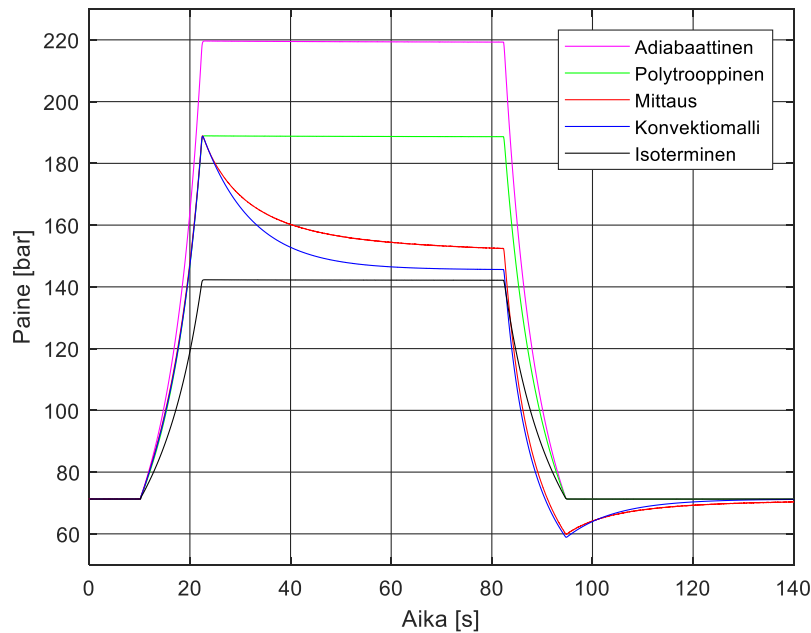
Alla olevassa kuvassa on koottuna lataus- ja purkuvaiheesta optimoidut termiset aikavakiot eri latausnopeuksille ja puristussuhteille.



Kuva 28. Paineakun lataus- ja purkuvaiheista optimoidut (vakio) termiset aikavakiot.

Kuvasta 28 huomataan, että optimoidut termiset aikavakiot seuraavat samaa trendiä kuin kuvaan 22 lasketut aikavakiot. Ainoa poikkeus on, että lataus- ja purkuvaiheista optimoidut aikavakiot ovat hieman pienempiä. Tämä vahvistaa oletusta siitä, että konvektiovirtaukset ovat lataus- ja purkuvaiheessa voimakkaampia kuin varastointivaiheessa.

Alla olevassa kuvassa nähdään paineakkujen simulointimallien vastaavuutta todelliseen kaasun käyttäytymiseen paineakun syklin aikana.



Kuva 29. Paineakun simulointimallit. Mittaus: $\Delta V = 2,05$ l ja $q = 10$ l/min. Konvektiomallin $\tau = 9,7$, adiabaattivakio $= 1,628$ ja polytrooppivakio $= 1,41$.

Kuvasta 29 nähdään, että konvektiomalli on paljon tarkempi verrattuna perinteisiin malleihin. Konvektiomalli ei seuraa täysin mittauksia vakioksi oletetun rungon lämpötilan ja termisen aikavakion takia. Konvektiomallia vääristää lisäksi oletus kaasun yhdestä yhteisestä lämpötilasta. Konvektiomallin varastointivaiheen loppupaine poikkeaa hieman isoteremisestä mallista, koska konvektiomallissa on käytetty tarkempaa BWR-tilanyhtälöä ideaalikaasun tilanyhtälön sijaan. Mitä tarkemmin lämmönsiirtymisnopeutta kuvaava termien aikavakio ja rungon sisäpinnan lämpötila tunnetaan, sitä tarkempi konvektiomalli voidaan muodostaa.

6 Yhteenveto ja johtopäätökset

Terminen aikavakio on hyödyllinen työkalu. Sitä voidaan käyttää perinteisiä malleja tarkempien simulointimallien muodostamiseen, paineakkujen lämpöhäviön vertailuun sekä lämmönsiirtymiskertoimen määrittämiseen. Terminen aikavakio kertoo, kuinka nopeasti 63,2 prosenttia paineakun latauksen aikana syntyvästä lämmöstä menetetään ympäristöön.

Terminen aikavakio osoittautui muuttuvaksi, mikä hankaloitti sen määrittämistä. Työssä päädyttiin laskemaan termisestä aikavakiosta ”keskiarvoistettu” arvo, koska vakio muuttuu todellisuudessa konvektiovirtauksien, lämmönsiirtymispinta-alan ja kaasun ominaisuuksien vaihdellessa. ”Keskiarvoistetulla” aikavakiolla tarkoitetaan paineakun varastointivaiheesta optimoitua arvoa sovituksen virhettä minimoiden. Simuloinneista huomattiin, että paineakun lataus- ja purkuvaiheessa terminen aikavakio oli ”keskiarvoistettua” aikavakiota pienempi. Tästä voidaan mielestäni päätellä, että lämmönsiirto männän liikkeen aikana on tehokkaampaa, mikä todennäköisesti johtuu voimakkaammista konvektiovirtauksista. ”Keskiarvoistettu” terminen aikavakio laskettiin paineakun työsyklille kolmea eri parametria vaihdellen, jotka olivat paineakun latausnopeus, puristussuhde ja esipaine.

Suuremmalla latausnopeudella terminen aikavakio sai pienempiä arvoja, eli lämmönsiirto oli tällöin nopeampaa. Lisähuomiona voidaan todeta, että vaikka suuremmalla latausnopeudella lämmönsiirto oli nopeampaa, oli syklin hyötysuhde kuitenkin matalampi kuin alhaisemmalla latausnopeudella. Tämä johtui latausvaiheen lyhyemmästä lämmönsiirtoajasta, jonka vuoksi kaasun lämpötila oli korkeampi ja varastointivaiheen lämpöhäviöt olivat suurempia kuin alhaisella latausnopeudella.

Puristussuhteella ei ollut suurta vaikutusta termiseen aikavakioon. Tämä voi johtua siitä, että puristussuhteen kasvaessa pienenevän lämmönsiirtopinta-alan vaikutusta kompensoi korkeammalle noussut kaasun paine. Puristussuhdetta kasvattamalla syklin hyötysuhde laski. Pienempi hyötysuhde on todennäköisesti korkeamman lämpötilan aiheuttama.

Esipainetta nostamalla terminen aikavakio sai suurempia arvoja, toisin sanoin, latauksen aikana syntyvällä lämpöenergialla kesti kauemmin johtua pois kaasutilavuudesta. Tämä on seuraus kaasun lämpökapasiteetin kasvusta. Vaikka suurempaan paineeseen voidaan latausvaiheessa säilöä enemmän energiaa, ei sillä näyttänyt olevan suurta vaikutusta hyötysuhteeseen. Esipaineen vaikutusta hyötysuhteeseen voitaisiin tutkia lisää.

Lasketut ”keskiarvoistetut” termiset aikavakiot vaihtelivat välillä 10,4 s ja 59,9 s riippuen latausnopeudesta, puristussuhteesta ja esipaineesta. Simulointimallilla estimoidut lataus- ja purkuvaiheiden termiset aikavakiot vaihtelivat välillä 6,3 s ja 18,8 s.

Työssä arvioitiin myös neljän tilanyhtälön tarkkuuksia typpikaasulle mittausolosuhteissa. Benedict-Webb-Rubin -tilanyhtälö osoittautui ideaalikaasun tilanyhtälöä sekä Van der Waalsin ja Soave-Redlich-Kwong – yhtälöitä tarkemmaksi. Benedict-Webb-Rubin -tilanyhtälön keskimääräinen virhe todellisen kaasun käyttäytymiseen nähden mittausalueella oli 0,21 %. Mittausalue oli 25-250 baarin ja -43-177 °C:n välillä.

Työssä lasketut ”keskiarvoistetut” termiset aikavakiot olivat yhdenmukaisia Otisin ja Pourmovahedin tutkimuksissa saatujen tuloksien kanssa. Yksinkertaisemmalla Rotthäuserin kaavalla ei päästy yhtä lähelle työssä laskettuja arvoja. Tarkempia arvoja antavat mallit tarvitsevat enemmän tietoa paineakun syklistä, mikä tekee niiden käytöstä haastavampaa.

Aikavakion arvoon vaikuttaa merkittävästi tarkastelujakson pituus. Minuutin mittainen tarkastelujakso antaa eri tulokset kuin ”äärettömän pitkä tarkastelujakso”, jota käytettiin työssä. ”Äärettömän pitkällä tarkastelujaksolla” tarkoitetaan, että laskennassa referenssilämpötilana on käytetty ympäristön lämpötilaa, jonka saavuttaminen varastointivaiheen aikana vie teoriassa äärettömän kauan.

Työssä saatuja tuloksia voidaan käyttää mäntäpaineakun simulointimalleissa. Termisen aikavakion avulla simulointimalleilla voidaan laskea perinteisiä malleja tarkemmin esimerkiksi lataukseen tarvittava puristustyö ja paisunnasta saatava paisuntatyö. Työssä toteutettua tilanyhtälöiden tarkkuusanalyysia voidaan käyttää tyypikaasuun liittyvissä tutkimuksissa. Jatkotutkimuksia voitaisiin tehdä termisen aikavakion ja regenerointimateriaalin välisestä yhteydestä. Myös konvektiovirtauksien vaikutusta lämmönsiirtoon ja aikavakioon olisi syytä tutkia paremman mallinnustarkkuuden saavuttamiseksi. Termistä aikavakiota voitaisiin mitata myös eri kokoisista paineakuista. Lisäksi voitaisiin kehittää tapa paineakun rungon sisäpinnan lämpötilan mittaukseen tai estimointiin. Näin saataisiin tarkempi käsitys siitä, kuinka paljon paineakun sisäiset virtaukset todellisuudessa vaikuttavat termiseen aikavakioon ja lämpöhäviöön.

Lähdeluettelo

- [1] Juhala, J. & Kauranne, H. & Pietola, M. Energy losses in piston type hydraulic accumulator. Teoksessa: 7th International Fluid Power Conference, 22-24.3, Aachen, Saksa. 2010. S. 177-188.
- [2] HYDAC International. Bladder Accumulators. Standard. Document No. E 3.201.29/01.17
- [3] US 9422945 B2. Pressure accumulator. Hydac Tech GmbH, Sulzbach, Saksa. (Baltes, H. & Kloft, P.) US 20140311603 A1, 23.10.2014. Julk. 23.8.2016.
- [4] Korkolainen, P. Lämmön regeneroinnin hyödyntäminen hydraulipaineakussa. Diplomityö. Aalto-yliopisto, Insinööritieteiden korkeakoulu, Koneenrakennustekniikan laitos. Espoo. 2014. 68 s.
- [5] Juhala, J. & Pietola, M. Hydraulic accumulator as energy storage. Teoksessa: ASME 2011 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Vol 6: Fluids and Thermal Systems; Advances for Process Industries, Parts A and B. Denver, Colorado, Yhdysvallat, 11-17.11, 2011. S. 369-377. ISBN: 978-0-7918-5492-1
- [6] Juhala, J. & Kajaste, J. & Pietola, M. Thermal Insulation in Enhancing Performance Characteristics of Hydraulic Accumulator. Teoksessa: Plummer, A & Johnston D. N. ASME Symposium on Fluid Power & Motion Control, Bath, Yhdistynyt kuningaskunta. University of Bath. 2012. s. 81-92. ISBN: 978-0-86197-187-9
- [7] WO201608771A1. Plunger pressure accumulator. Aalto-korkeakoulusäätiö sr, Helsinki, Suomi. (Kajaste, J. & Juhala, J. & Saari, K.) PCT/FI2015/050824, 26.11.2015. Julk. 9.6.2016.
- [8] Autiosalo, J. Hydraulisen paineakun hyötysuhteen parantaminen lämmönsiirtimen avulla. Diplomityö. Aalto-yliopisto, Insinööritieteiden korkeakoulu, koneenrakennustekniikan laitos. Espoo. 2017. 58 s.
- [9] Otis, D. & Pourmovahed, A. An experimental thermal time-constant correlation for hydraulic accumulators. Teoksessa: ASME Journal of dynamic systems, measurement, and control, 1990. Vol 112(1). S. 116-121. DOI: 10.1115/1.2894128
- [10] Rupperecht, K. Experimentelle und analytische untersuchungen zur energiespeicherung. Väitöskirja. RWTH Aachen, Teknillinen korkeakoulu, Konetekniikan tiedekunta. 1988. 175 s.
- [11] Rothhäuser, S. Verfahren zur Berechnung und Untersuchung hydropneumatischer Speicher. Väitöskirja, RWTH Aachen, Teknillinen korkeakoulu, Konetekniikan tiedekunta. 1993. 133 s.
- [12] Tanaka, Y. & Nakano, K. Energy balance of bladder type accumulator (1st report experimental investigation of thermal time constant). Teoksessa: Journal of Japan Hydraulics & Pneumatics Society, 1991. Vol 22(6). S. 666-672. DOI: 10.5739/jfps1970.22.666
- [13] Exner, H. & Freitag, R. & Geis, H. & Lang, R. & Oppolzer, J. & Schwab, P. & Sumpf, E. & Ostendorf, U. & Reik, M. & Rudi A. Lang (toim.). Hydrauliteknikan perusteet ja komponentit. 2 painos. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth GmbH, 1991. 344 s. ISBN 3-8023-0619-8.

- [14] HYDAC International. Accumulator Technology. Product Catalogue. [Viitattu 20.2.2018]. [pdf]. Document No. E 30.000.4/01.17. Saatavilla: <https://www.hydac.com/de-en/products/hydraulic-accumulators/show/Download/index.html>
- [15] Hydroll. Applications. [Viitattu: 25.2.2018]. [Verkkoaineisto]. Saatavilla: <http://www.hydroll.fi/applications/>
- [16] HYDAC International. Accumulators Bladder, Piston, Diaphragm. [Viitattu: 27.2.2018]. [pdf]. Saatavilla: <http://www.hydac-na.com/sites/hydac-na/Downloads/Catalogs>
- [17] Kauranne, H. & Kajaste, J. & Vilenius, M. Hydrauliteknikka. 1 painos. Helsinki: WSOY Oppimateriaalit Oy, 2008. 487 s. ISBN 978-951-0-33844-5
- [18] Hydraulics & Pneumatics. Accumulators help keep heads on straight. [Viitattu 9.8.2017]. [Verkkoaineisto]. Saatavilla: <http://www.hydraulicspneumatics.com/accumulators/accumulators-help-keep-heads-straight>
- [19] US 9532497 B2. Variable precharge accumulator for agricultural header. AGCO Corporation, Yhdysvallat. (Lohrentz, R & Magisson, E., R.) US 20160106021 A1, 21.4.2016. Julk. 3.1.2017.
- [20] Einola, K. Prestudy on Power Management of a Cut-To-Length Forest Harvester with a Hydraulic Hybrid System. Teoksessa: The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, 3-5.6, Linköping, Ruotsi. Linköping University Electronic Press. 2013. S. 71-83. ISBN 978-91-7519-572-8
- [21] Puddu, P. & Paderi, M. Hydro-pneumatic accumulators for vehicles kinetic energy storage: Influence of gas compressibility and thermal losses on storage capability. Teoksessa: Energy, 2013. Vol 57. S. 326-335. DOI 10.1016/j.energy.2013.04.072
- [22] Hansen, H. & Rasmussen, P. Modelling Hydraulic Accumulators for use in Wind Turbines. Teoksessa: The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, 3-5.6, Linköping, Ruotsi. Linköping University Electronic Press. 2013. S. 327-334. ISBN 978-91-7519-572-8
- [23] Liniger, J. & Sepehri, N. & Soltani, M. & Pedersen, H, C. Signal-Based Gas Leakage Detection for Fluid Power Accumulators in Wind Turbines. Teoksessa: Energies, 2017. Vol 10(3). 331. DOI: 10.3390/en10030331
- [24] Cengel, J., A. & Turner, R., H. & Cimbala, J., M. Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences. 5 painos. New York, Yhdysvallat: McGraw-Hill. 2016. 1088 s. ISBN 9780078027680
- [25] Kays, W., M. & Crawford, M., E. Convective heat and mass transfer. 3 painos. New York, Yhdysvallat: McGraw-Hill. 1993. 601 s. ISBN 0-07-033721-7
- [26] Benedict, R. Fundamentals of temperature, pressure, and flow measurements. 3 painos. New York, Yhdysvallat: Wiley. 1984. 532 s. ISBN 0-471-89383-8
- [27] Miyashita, S. & Zhang, S. & Sanada, K. A study on a mathematical model of gas in accumulator using van der Waals equation. Teoksessa: The 15th Scandinavian International Conference on Fluid Power, 7-9.6, Linköping, Ruotsi. Linköping University Electronic Press. 2017. S. 237-242. ISBN 978-91-7685-369-6

- [28] Otis, D. & Pourmovahed, A. An algorithm for computing Nonflow Gas Processes in Gas Springs and Hydropneumatic Accumulators. Teoksessa: Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. 1985. Vol 107(1). S. 93-96. DOI: 10.1115/1.3140714
- [29] Soave, G. Equilibrium constants from a modified Redlich-Kwong equation of state. Teoksessa: Chemical Engineering Science. 1972. Vol 27 (6). S. 1197-1203. DOI: 10.1016/0009-2509(72)80096-4
- [30] Bauer, W. Hydropneumatic Suspension Systems. Weinheim, Saksa: Springer Science & Business Media. 2010. 237 s. ISBN 978-3-642-15147-7
- [31] Beckerath, A. & Eberlein, A. & Julien, H. & Kersten, P. & Kreutzer, J. Pressure and Temperature Measurement. U.S. Edition. Lawrenceville, Yhdysvallat: Wika Instrument Corporation. 2008. 423 s.
- [32] Irizar, V. & Rasmussen, P. & Olsen, O. & Andreasen, C. Modeling and Verification of Accumulators using CFD. Teoksessa: The 15th Scandinavian International Conference on Fluid Power, 7-9.6, Linköping, Ruotsi. Linköping University Electronic Press. 2017. S. 340-350. ISBN 978-91-7685-369-6
- [33] MTS Sensors. Magnetostriction. Principle. [Viitattu: 20.3.2018]. [pdf]. Saatavilla: <http://www.mtssensor.de/about-mts/magnetostriction/>
- [34] Span, R. & Lemmon, E. W. & Jacobsen, R. T. & Wagner, W. & Yokozeki, A. A Reference Equation of State for the Thermodynamic Properties of Nitrogen for Temperatures from 63.151 to 1000 K and Pressures to 2200 MPa. Teoksessa: Journal of Physical and Chemical Reference Data. 2000. Vol 29 (6). S. 1365-1433. DOI: 10.1063/1.1349047
- [35] Yang, Z. & Zhao, Z. & Liu, Y. & Chang, Y.Q. & Cao, Z.D. Convective heat transfer characteristics of high-pressure gas in heat exchanger with membrane helical coils and membrane serpentine tubes. Teoksessa: Experimental Thermal and Fluid Science. 2011. Vol 35 (7). S. 1427-1434. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2011.06.001
- [36] National Institute of Standards and Technology. Thermophysical Properties of Nitrogen. [Viitattu: 25.3.2018]. [Verkkoaineisto]. Saatavilla: <https://webbook.nist.gov/cgi/fluid.cgi?ID=C7727379&Action=Page>

Liiteluettelo

Liite 1. Tilanyhtälöiden korjauskertoimet. 1 sivua.

Liite 2. Typen ominaislämpökapasiteetin riippuvuus lämpötilasta ja paineesta. 1 sivua.

Liite 3. Paineakun simulointimalli. 1 sivua.

Liite 4. Mittauksien termisten aikavakioiden arvot. 2 sivua.

Liite 1. Tilanyhtälöiden korjauskertoimet

Alla olevassa taulukossa on esitetty kaavoissa 5, 8 ja 9 käytettyjen korjauskertoimien arvot typpikaasulle.

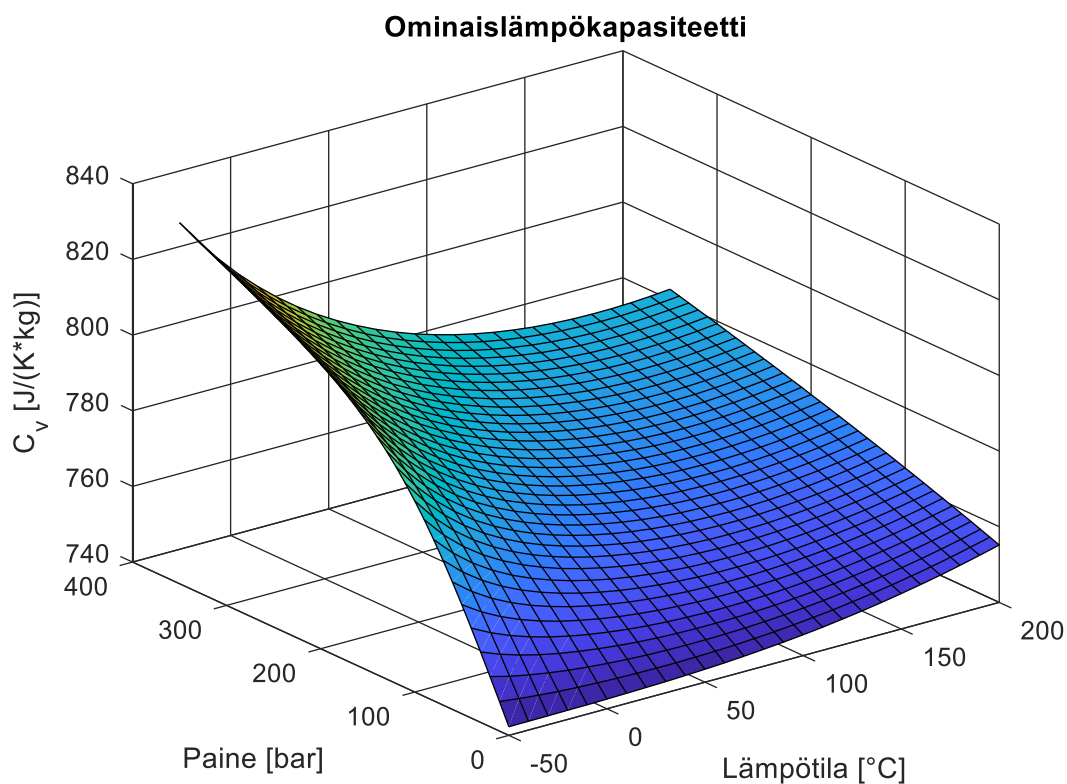
Taulukko 4. Tilanyhtälöiden korjauskertoimet typpikaasulle SI-yksiköissä.

Tilanyhtälö	Korjauskerroin	Arvo	Yksikkö
VdW	a	0,13661	$\left[\left(\frac{m^3}{mol}\right)^2 * Pa\right]$
	b	0,00003858	$\left[\frac{m^3}{mol}\right]$
SRK	a	0,1386	$\left[\left(\frac{m^3}{mol}\right)^2 * Pa\right]$
	b	0,00002677	$\left[\frac{m^3}{mol}\right]$
	α	$(1 + 0,5427(1 - \sqrt{T_r}))^2$	-
BWR	a	0,0000025435	$\left[\left(\frac{m^3}{mol}\right)^3 * Pa\right]$
	A_0	0,1068	$\left[\left(\frac{m^3}{mol}\right)^2 * Pa\right]$
	α	$1,272 * 10^{-13}$	$\left[\left(\frac{m^3}{mol}\right)^3\right]$
	b	$2,3277 * 10^{-9}$	$\left[\left(\frac{m^3}{mol}\right)^2\right]$
	B_0	$4,0743 * 10^{-5}$	$\left[\left(\frac{m^3}{mol}\right)\right]$
	γ	$5,3 * 10^{-9}$	$\left[\left(\frac{m^3}{mol}\right)^2\right]$
	c	0,0738	$\left[\left(\frac{m^3}{mol}\right)^3 * K^2 * Pa\right]$
	C_0	816,5782	$\left[\left(\frac{m^3}{mol}\right)^2 * K^2 * Pa\right]$

$T_r = \frac{T_g}{T_c}$, jossa $T_c = 126,192\ K$ ja T_g on typpikaasun lämpötila.

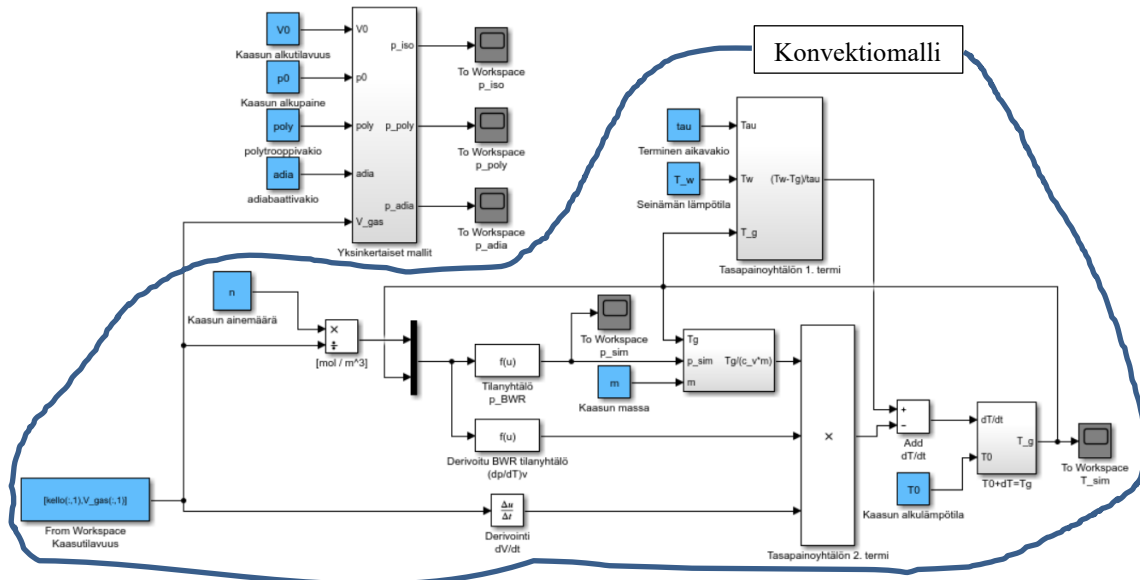
Liite 2. Typen ominaislämpökapasiteetin riippuvuus lämpötilasta ja paineesta

Alla olevan kuvan ominaislämpökapasiteetin arvot on poimittu lähteestä [36]. Samasta lähteestä poimittiin myös typen lämmönjohtavuuden, viskositeetin ja lämpölaajenemisen arvot paineen ja lämpötilan funktiona.



Kuva 30. Typen ominaislämpökapasiteetin riippuvuus lämpötilasta ja paineesta.

Liite 3. Paineakun simulointimalli



Kuva 31. Paineakun simulointimalli.

Kuvan 31 simulointimalli on yksinkertaisin versio, jossa siniset blokit ovat mallin sisääntuloparametreja ja mustat blokit ovat ulostuloja eli mallin tuloksia. Simuloinnissa konvektiomalli toimii kaavan 21 mukaan. Mallia voidaan käyttää paineakun kaasun paineen ja lämpötilan muutoksen seuraamiseen kaasutilavuuden muuttuessa. Simulointimallista rakennettiin vielä toinen versio, jossa mittauksista lasketut termisen aikavakion arvot ovat tallennettuna taulukoihin. Kehittyneempi malli osaa poimia kyseiselle mittaukselle oikean termisen aikavakion ja simuloida syklin tämän mukaan. Malleissa termisen aikavakion arvot ovat vakioita.

Liite 4. Mittauksien termisten aikavakioiden arvot

Alla oleviin kuviin on poimittuna tässä tutkimuksessa tehdyistä mittauksista lasketut ja optimoidut termisten aikavakioiden arvot ja kyseistä mittausta vastaava tunniste kaasutilavuuden muutoksen ja latausnopeuden mukaan. Mittaus 1 on matriisin ruudussa 1x1, mittaus 2 ruudussa 1x2, jne.

Info40

4x4 cell

	1	2	3	4
1	dV2.05_Q2.5	dV2.46_Q2.5	dV2.73_Q2.5	dV2.93_Q2.5
2	dV2.05_Q5	dV2.46_Q5	dV2.73_Q5	dV2.93_Q5
3	dV2.05_Q10	dV2.46_Q10	dV2.73_Q10	dV2.93_Q10
4	dV2.05_Q20	dV2.46_Q20	dV2.73_Q20	dV2.93_Q20
5				

Tau_T_huone40

4x4 double

	1	2	3	4
1	18.9140	23.0470	20.3940	20.8500
2	16.5390	16.3730	16.5570	16.5000
3	12.1460	13.5940	12.5150	12.2270
4	11.6650	11.1250	10.8310	10.3770
5				

Tau_Otis40

4x4 double

	1	2	3	4
1	17.7967	18.4706	18.3805	18.7381
2	15.6767	15.4216	15.6027	15.7772
3	13.1411	13.3134	13.0768	13.0501
4	12.0786	11.4855	11.3238	11.1950
5				

Tau_Rott40

4x4 double

	1	2	3	4
1	7.8599	7.8618	7.8587	7.8581
2	7.8622	7.8658	7.8634	7.8637
3	7.8626	7.8655	7.8605	7.8658
4	7.8720	7.8718	7.8707	7.8716
5				

Tau_mit40

4x4 double

	1	2	3	4
1	12.7460	12.1890	11.8840	11.4180
2	10.9140	10.3700	10.0310	9.7260
3	9.7380	9.0550	9.0730	8.6550
4	8.7320	8.2580	7.8930	7.4740
5				

Info70

5x4 cell

	1	2	3	4	5
1	dV1.37_Q1.25	dV1.76_Q1.25	dV2.05_Q1.25	dV2.28_Q1.25	
2	dV1.37_Q2.5	dV1.76_Q2.5	dV2.05_Q2.5	dV2.28_Q2.5	
3	dV1.37_Q5	dV1.76_Q5	dV2.05_Q5	dV2.28_Q5	
4	dV1.37_Q10	dV1.76_Q10	dV2.05_Q10	dV2.28_Q10	
5	dV1.37_Q20	dV1.76_Q20	dV2.05_Q20	dV2.28_Q20	

Tau_T_huone70

5x4 double

	1	2	3	4	5
1	38.8200	49.7870	52.7520	59.8860	
2	22.6760	25.8130	25.8430	29.0140	
3	17.8830	25.4950	19.7210	20.4440	
4	15.9100	18.8490	15.9840	16.6150	
5	14.6100	15.9630	14.1460	14.4290	

Tau_Otis70

5x4 double

	1	2	3	4	5
1	25.3330	25.2978	24.4162	25.0233	
2	21.0150	21.1357	20.5368	20.7500	
3	18.4047	18.9643	17.6682	17.3592	
4	16.9223	16.6469	15.4946	15.2049	
5	16.0126	15.3952	14.1076	13.7206	

Tau_Rott70

5x4 double

	1	2	3	4	5
1	9.3227	9.3009	9.3218	9.3035	
2	9.3168	9.3007	9.3160	9.3039	
3	9.3217	9.3595	9.3298	9.3433	
4	9.3232	9.3577	9.3310	9.3389	
5	9.3256	9.3492	9.3338	9.3439	

Tau_mit70

5x4 double

	1	2	3	4	5
1	15.2840	15.3230	15.1980	14.9610	
2	14.0530	13.8430	13.5500	13.1950	
3	12.6280	11.8280	11.6580	11.5270	
4	11.5820	10.6800	10.4280	10.2620	
5	10.5910	9.9270	9.5780	9.3800	

Kuva 32. Mittauksista lasketut termiset aikavakiot.

Info40					Info70				
4x4 cell					5x4 cell				
	1	2	3	4		1	2	3	4
1	dV2.05_Q2.5	dV2.46_Q2.5	dV2.73_Q2.5	dV2.93_Q2.5	1	dV1.37_Q1.25	dV1.76_Q1.25	dV2.05_Q1.25	dV2.28_Q1.25
2	dV2.05_Q5	dV2.46_Q5	dV2.73_Q5	dV2.93_Q5	2	dV1.37_Q2.5	dV1.76_Q2.5	dV2.05_Q2.5	dV2.28_Q2.5
3	dV2.05_Q10	dV2.46_Q10	dV2.73_Q10	dV2.93_Q10	3	dV1.37_Q5	dV1.76_Q5	dV2.05_Q5	dV2.28_Q5
4	dV2.05_Q20	dV2.46_Q20	dV2.73_Q20	dV2.93_Q20	4	dV1.37_Q10	dV1.76_Q10	dV2.05_Q10	dV2.28_Q10
5					5	dV1.37_Q20	dV1.76_Q20	dV2.05_Q20	dV2.28_Q20
-					-				
Tau_40_vaihe1					Tau_70_vaihe1				
4x4 double					5x4 double				
	1	2	3	4		1	2	3	4
1	12	12.3000	11.3000	11.9100	1	18.5000	18.7000	18.6000	18.8000
2	10.4000	10	9.5500	9.1000	2	14.2000	14.2000	14	14
3	8.6000	8.6000	7.6000	7.2800	3	12.1000	13.4000	11.7000	11.5000
4	8.4000	7.4000	6.7800	6.3100	4	11.2000	11.7000	10	9.7000
5					5	10.9000	10.4000	8.9000	8.5000
-					-				

Kuva 33. Simuloimalla optimoidut lataus- ja purkuvaiheiden termiset aikavakiot.